



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE TECNOLOGIA DE LA INDUSTRIA
INGENIERIA MECÁNICA**

TITULO

Diseño de una Tortilladora Semiautomática.

AUTORES

Br. Eddy Alberto Mejía García. No. Carnet 2007-21586

Br. Gravin Manuel Pérez Rivas. No. Carnet 2007-21679

TUTOR

Ing. William Urbina Espinoza.

Managua, 14 de Diciembre de 2013



Líder en Ciencia y Tecnología

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

Facultad de Tecnología de la Industria

SECRETARÍA DE FACULTAD

F-8: CARTA DE EGRESADO

El Suscrito Secretario de la FACULTAD DE TECNOLOGIA DE LA INDUSTRIA hace constar que:

MEJÍA GARCÍA EDDY ALBERTO

Carne: 2007-21586 Turno Diurno Plan de Estudios 972A de conformidad con el Reglamento Académico vigente en la Universidad, es EGRESADO de la Carrera de INGENIERIA MECANICA.

Se extiende la presente CARTA DE EGRESADO, a solicitud del interesado en la ciudad de Managua, a los veinte y ocho días del mes de noviembre del año dos mil trece.

Atentamente,

Ing. Wilmer José Ramírez Velásquez
Secretario de Facultad





UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
Facultad de Tecnología de la Industria

SECRETARIA DE FACULTAD

CARTA DE EGRESADO

El Suscrito Secretario de la Facultad de Tecnología de la Industria, hace constar que el Br:

PÉREZ RIVAS GRAVIN MANUEL

Carné: **2007-21679** Turno: **Diurno** Plan: **97** de conformidad con el Reglamento del Régimen Académico Vigente en la **UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA**, es **EGRESADO** de la Carrera de **INGENIERÍA MECÁNICA**.

Se extiende la presente **CARTA DE EGRESADO**, a solicitud del interesado en la ciudad de Managua, a los veintiún días del mes de marzo del año dos mil trece.

Atentamente,


Ing. Wilmer Ramírez Velásquez
Secretario de Facultad



WRV/Jeaninna

DECANATURA


A: Brs. Eddy Alberto Mejía García
 Gravin Manuel Pérez Rivas

DE: Facultad de Tecnología de la Industria

FECHA Viernes 14 de diciembre de 2012

Por este medio hago constar que su trabajo de Investigación Titulado “**Diseño de una Tortilladora Semiautomática**”. Para obtener el título de Ingeniero Mecánico, y que contara con el Ing. William Emigdio Urbina, como profesor guía, ha sido aceptado por esta Decanatura por lo que puede proceder a su realización.

Cordialmente,


Ing. Daniel Cuadra Horney
Decano



Cc: Archivo

DECANATURA


A: Brs. Eddy Alberto Mejía García
Gravin Manuel Pérez Rivas


DE: Facultad de Tecnología de la Industria

FECHA Lunes 23 de septiembre de 2013

Por este medio hago constar que la solicitud de prórroga para el trabajo de Investigación Titulado **“Diseño de una Tortilladora Semiautomática”**. Para obtener el título de Ingeniero Mecánico, y contara con el Ing. William Emigdio Urbina, como profesor guía ha sido aprobado para el lunes 28 de octubre del 2013.

Cordialmente,


Ing. Daniel Cuadra Horney
Decano



Cc: Archivo

DECANATURA

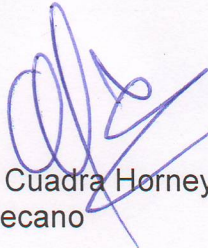
A: Brs. Eddy Alberto Mejía García
 Gravin Manuel Pérez Rivas

DE: Facultad de Tecnología de la Industria

FECHA Lunes 28 de octubre de 2013

Por este medio hago constar que la solicitud de prórroga para el trabajo de Investigación Titulado “**Diseño de una Tortilladora Semiautomática**”. Para obtener el título de Ingeniero Mecánico, y contara con el Ing. William Emigdio Urbina, como profesor guía ha sido aprobado para el sábado 14 de diciembre del 2013.

Cordialmente,


Ing. Daniel Cuadra Horney
Decano



Cc: Archivo

Managua, 14 de diciembre de 2013


Ing. Daniel Cuadra
Decano FTI

Estimado Ing. Cuadra

Por este medio me dirijo a usted para hacer de su conocimiento que he revisado detalladamente el trabajo monográfico titulado: "**Diseño de un tortilladora Semiautomática**", elaborada por los Bres. Eddy Alberto Mejía García y Gravin Manuel Pérez Rivas, para optar al título de Ingeniero Mecánico.

Como tutor de este trabajo monográfico considero que el mismo cumple con los requisitos suficientes para ser discutido ante el jurado que Usted designe.

Agradeciendo su atención a la presente, le saludo cordialmente.


Ing. William Urbina Espinoza
Tutor

C.C Archivo

Dedicatoria

Dedico este trabajo a:

- ❖ Primeramente a Dios por haberme permitido llegar hasta este punto y haberme dado salud, ser el manantial de vida y darme lo necesario para seguir adelante día a día para lograr mis objetivos y además ha sido la fortaleza para seguir adelante en este largo camino que estoy por concluir.*
- ❖ A mi abuela por haberme apoyado en todo momento, por sus consejos, sus valores, por la motivación constante que me ha permitido ser una persona de bien; a mi padre por los ejemplos de perseverancia y constancia que lo caracterizan, por el valor mostrado para salir adelante y que me ha infundado.*
- ❖ A mis amigos que han estado conmigo en los buenos y malos momentos y que en muchos momentos me han llenado de mucha felicidad, gracias a su amistad sincera.*
- ❖ A mi compañero de trabajo y amigo Gravin Pérez, que hemos compartido tristezas y alegrías a lo largo de este trabajo monográfico pero que al final alcanzamos nuestra meta.*

Eddy Mejía García.

Dedicatoria

A Dios quien es mi fuente de vida, amor, bondad y bienestar y me ha dado fuerza en todo momento.

A mis padres, Amparo Rivas y Fidel Pérez, por su amor, comprensión y ayuda incondicional durante mi formación tanto personal como profesional. Son quienes me han enseñado a encarar las adversidades y me han dado todo lo que soy como persona, mis valores, mis principios y mi perseverancia.

A los maestros porque gracias a ellos adquirí los conocimientos necesarios para desarrollarme como profesional.

A mi amigo Eddy Mejía Con quien compartí dificultades y desánimos para la culminación de este estudio.

Gravín Pérez Rivas.

Agradecimiento.

Esta monografía fue un proceso de aprendizaje y experimentación personal, que necesitó de la paciencia de mucha gente para llegar a buen término, por lo que brindamos nuestro agradecimiento más sincero a todas estas personas que hicieron posible el desarrollo y culminación del mismo, en especial a:

- ❖ Dios por permitirnos alcanzar nuestra meta, brindándonos fuerza, y sabiduría.*
- ❖ Ing. William Urbina. Por ser un excelente guía para nosotros, compartiendo sus conocimientos y brindándonos.*
- ❖ A todas esas personas que no mencionamos y que de una u otra manera nos brindaron su apoyo y ayuda.*

¡Muchas Gracias!

Resumen

Capítulo 1

La necesidad de la introducción de la tecnología en los pequeños negocios tortilleros para aumentar la producción y disminución del esfuerzo físico de todas las madrecitas tortilleras, nos conduce a una breve introducción al diseño de una máquina moldeadora de tortilla, así como los conceptos básicos para el diseño y mantenimiento de la misma máquina.

Capítulo 2

Se realizarán los cálculos de resistencia de cada uno de los elementos que formaran parte del diseño propuesto de la tortilladora con el fin de garantizar el buen desempeño de la máquina y cumplir con la vida de diseño esperada de acuerdo al material empleado y de las dimensiones dadas.

Capítulo 3

El desarrollo de este capítulo es dedicado a la descripción del mecanizado de las piezas más importantes de la maquina moldeadora de tortillas como son los elementos de transmisión de potencia (engranajes) y el eje del rodillo laminador el cual soporta la mayor cantidad de esfuerzo.

Capítulo 4

En esta sección se brindan las recomendaciones sobre el mantenimiento mecánico de la maquina moldeadora de tortillas como es la lubricación, para que funcione en las condiciones óptimas de trabajo.

Capítulo 5

Aquí encontramos una breve estimación de los costos de los materiales que se utilizaran para la construcción de la maquina moldeadora de tortilla ,cabe señalar que no es el costo real de la máquina, ya que no se realizara su construcción como para poder determinarlo.

Índice General

Capítulo 1.....	1
1. Generalidades.....	1
1.1. Introducción.....	1
1.2. Objetivos.	2
1.2.1. Objetivo General:.....	2
1.2.2. Objetivos Específicos:.....	2
1.3. Justificación.....	3
1.4. Marco Teórico.	4
1.4.1. Generalidades.....	4
1.4.2. Elementos de transmisión de potencia	6
1.4.3. Elementos de uniones desmontables	20
1.4.4. Cojinetes de Rodamiento.....	21
1.4.5. Bandas Transportadoras.	22
1.4.6. Fundamentos de lubricación	23
1.5. Tecnología del corte de los metales.....	27
1.5.1. El fresado.....	28
1.5.2. Torneado	28
1.5.3. Maquinabilidad de los metales.....	28
1.5.4. Fricción	30
1.5.5. Acabado superficial.....	30
1.5.6. Efectos de los líquidos de corte.....	31
1.5.7. Herramientas de corte.	32
Capítulo 2.....	33
2. Cálculo y diseño de elementos de transmisión.....	33
2.1. Rodillos laminadores.....	34
2.1.1. Velocidad de producción V	36
2.1.2. Longitud de los rodillos laminadores.....	37
2.1.3. Carga en los rodillos laminadores.....	37
2.2. Cálculo de la potencia de la máquina.....	37

2.2.1. Potencia requerida para mover los rodillos y vencer la resistencia de la masa.....	37
2.2.2. Potencia para accionar la banda transportadora.	41
2.2.3. Potencia total teórica requerida.	48
2.3. Diseño de la transmisión por engranajes.	49
2.3.1. Transmisión entre rodillos laminadores.	49
2.3.2. Transmisión entre rodillo laminador y cortador	61
2.4. Diseño de la transmisión por cadenas.....	63
2.4.1 Transmisión rodillo laminador-motorreductor.....	63
2.4.2. Transmisión banda transportadora-rodillo laminador.....	68
2.5. Diseño del eje de transmisión para los rodillos laminadores.	71
2.5.1. Cálculo de la fuerza producida en cada elemento de transmisión.....	72
2.5.2. Reacciones en el eje del rodillo.	74
2.5.3. Diseño estático del eje de transmisión para los rodillos laminadores (el que recibe directamente la potencia del motor).	79
2.5.4. Diseño del eje basado en cargas dinámicas.....	81
2.6. Diseño de Cuñas y Cuñeros.....	85
2.6.1. Cuña para unión sprocket 35 dientes y eje 25mm.	85
2.6.2. Cuña para unión engrane-eje del laminador.....	87
2.7. Selección de rodamientos.	88
2.8. Rodillo cortador	90
2.8.1 Dimensionamiento.	91
Capítulo 3.....	93
3. Mecanizado.....	93
3.1 Nomenclatura de las variables utilizadas en el mecanizado de la pieza.	94
3.2 Torneado de los Sprocket de bronce-aluminio	95
3.3 Fresado los engranes de bronce-aluminio.	101

3.4 Procedemos a Tornear el engrane de aluminio cuya masa en bruto es de ϕ 3 pulg x 25 mm y 10 dientes.	106
3.5 Fresado del sprocket de aluminio.....	111
3.6 Procedemos a tornear el eje del rodillo laminador.	115
3.7 Fresado del eje de acero inoxidable.....	125
Capítulo 4.....	128
4. Mantenimiento de la máquina.	128
4.1 Chumaceras	129
4.2 Cadenas	130
4.3 Engranajes	131
Capítulo 5.....	132
5. Estimación Presupuestaria del costo del prototipo.	132
5.1 Introducción.....	132
5.2 Costos de materia prima	132
5.3 Costos de ensamblaje de la máquina.....	133
5.4 Costos de ingeniería.....	133
5.5 Costos de maquinado.....	134
5.6 Costo aproximado del prototipo.....	134
6. Conclusiones.....	135
7. Recomendaciones	136
Bibliografía.....	137
Anexos	
Anexos I Planos de la tortilladora	
Anexos II Máquinas herramientas	
Anexos III Cartas tecnológicas	
Anexos IV Catálogos	
Anexos V Cotizaciones	

Índice de tablas

Tabla 1 Coeficiente de fricción de las partes giratorias (ROULUNDS, catálogo de bandas transportadoras).	45
Tabla 2 Módulos normalizados (Mott, 2006, pág. 313).	51
Tabla 3 Números de calidad AGMA recomendados (Mott, 2006, pág. 378)	52
Tabla 4 Factores de sobrecarga sugeridos (Mott, 2006, pág. 389).....	55
Tabla 5 Factores de tamaños sugeridos (Mott, 2006, pág. 391).	55
Tabla 6 Números de esfuerzos permisibles para engranes de acero y bronce (Mott, 2006, pág. 385).	58
Tabla 7 Coeficiente elástico, Cp (Mott, 2006, pág. 400).	60
Tabla 8 Factores de servicio para transmisiones por cadenas (Mott, 2006, pág. 290).	64
Tabla 9 Capacidades en caballos de fuerza –cadena simple de rodillos número 40 (Mott, 2006, pág. 287).	65
Tabla 10 Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje (Mott, 2006, pág. 495).	85
Tabla 11 Procesos tecnológicos (fuente propia).	94
Tabla 12 Velocidades de cortes y avances recomendados para herramientas de carburo de una sola punta (KRAR y CHECK 2002, 225).	96
Tabla 13 Círculos de las perforaciones del plato perforado (KRAR & CHECK, 2002, pág. 491)	102
Tabla 14 Velocidades de corte de la máquina fresadora (KRAR y CHECK 2002, 466).....	104
Tabla 15 Velocidades de cortes y avances recomendados para herramientas de carburo de una sola punta (KRAR y CHECK 2002, 225).	106
Tabla 16 Velocidades de cortes y avances recomendados para herramientas de carburo de una sola punta (KRAR y CHECK 2002, 225).	115
Tabla 17 selección del aceite de acuerdo a la temperatura de trabajo.	130

Tabla 18 Costos de materia prima.	132
Tabla 19 Costos de ensamblaje de la máquina (Fuente propia)	133
Tabla 20 Costos de ingeniería (Fuente propia).....	133
Tabla 21 Costo aproximado del prototipo.	134

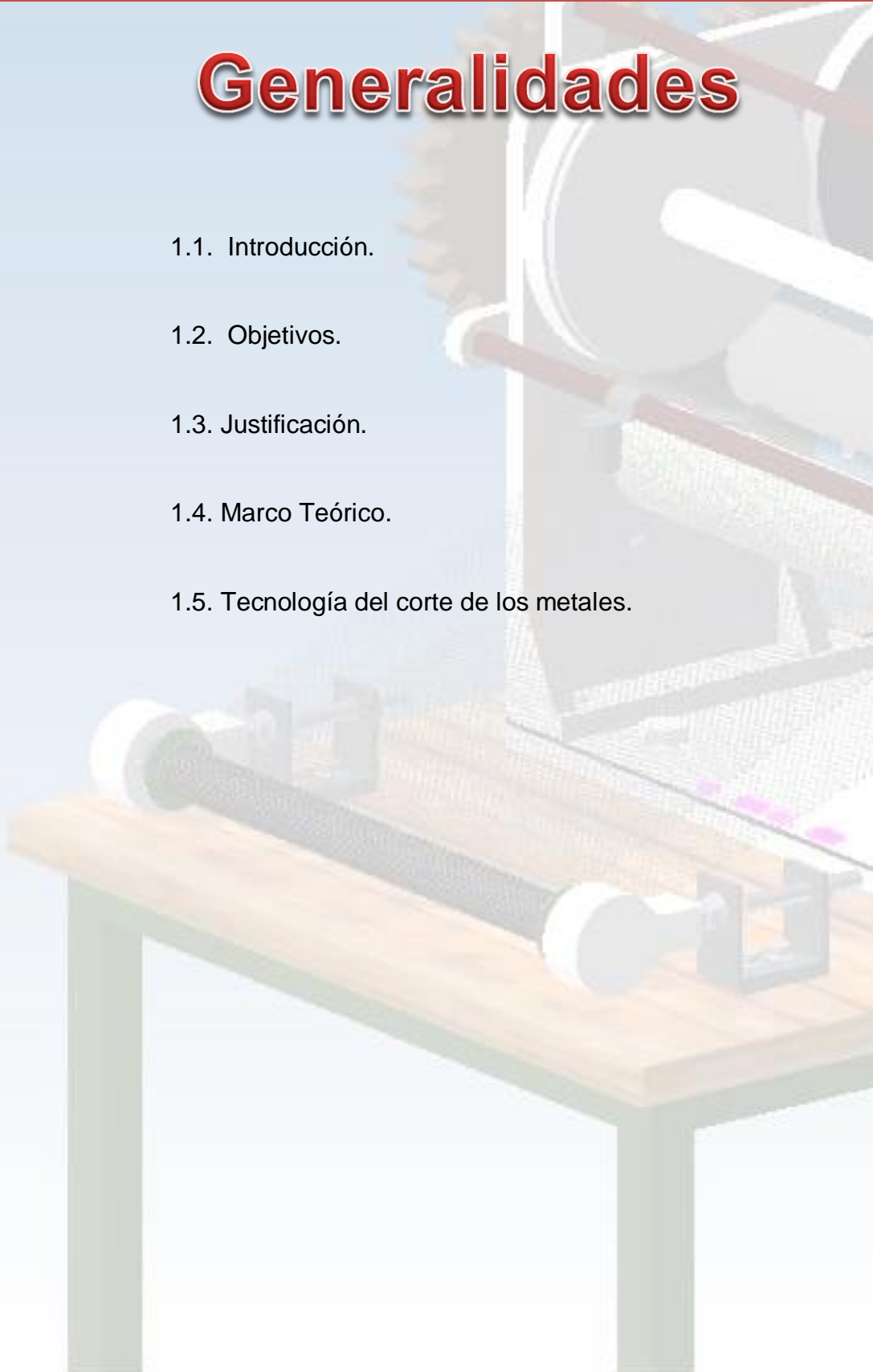
Índice de Figuras

Figura 1 Esfuerzos de tracción/compresión (Mott, 2006, pág. 90).....	4
Figura 2 Esfuerzos de torsión en un eje macizo (Mott, 2006, pág. 96).....	5
Figura 3 Combinación de un accionamiento donde se usan bandas en v, un reductor de engranajes y una transmisión (Mott, 2006, pág. 266)	6
Figura 4 Par de engranes rectos. El piñón impulsa al engrane (Mott, 2006, pág. 302).	9
Figura 5 (a) Generación grafica de una curva involuta; (b) Involutas que engranan (Mott, 2006, pág. 308)	10
Figura 6 Nomenclatura del diente de engranes rectos (Mott, 2006, pág. 309) ..	11
Figura 7 Propiedades de pares de engranes (Mott, 2006, pág. 313).....	13
Figura 8 Transmisión por cadenas de rodillos (Mott, 2006, pág. 283).	17
Figura 9 Diseño de tortilladora. (Fuente propia)	33
Figura 10 Paso de la masa por los rodillos (fuente propia).....	36
Figura 11 Laminación masa por los rodillos (fuente propia).	38
Figura 12 Proyección de la presión de amasado (fuente propia).	39
Figura 13 Área transversal de la tortilla (fuente propia).	43
Figura 14 Transmisión de potencia desde el moto-reductor (Fuente propia). ...	48
Figura 15 Propiedades geométricas de los engranes (Fuente propia).	50
Figura 16 Factor de geometría J, a) Engrane recto 20° : addendum normal (Mott, 2006, pág. 387).	54
Figura 17 Factor de proporción del piñón, C_{pf} (Mott, 2006, pág. 391).	56
Figura 18 Factor de alineamiento del engranado, C_{ma} (Mott, 2006, pág. 391). 56	
Figura 19 Factor dinámico, K_v (Mott, 2006, pág. 393).....	57
Figura 20 Factor de geometría I para piñones rectos externos y distancia entre centros estándar (Mott, 2006, pág. 402).....	59
Figura 21 Transmisión entre rodillo laminador y cortador (Fuente propia).	61
Figura 22 Transmisión rodillo-laminador (Fuente propia).	63
Figura 23 Elementos mecánicos en rodillos laminadores (Fuente propia).	71
Figura 24 Fuerzas producidas en los sprockets (Fuente propia).	72
Figura 25 Fuerzas producidas en los engranes (Fuente propia).	73

Figura 26 Fuerzas en el eje (Fuente propia).....	74
Figura 27 Reacciones plano Y-Z (Fuente propia).....	75
Figura 28 Plano X-Z (Fuente propia).	75
Figura 29 Diagramas de cortante y momento flector (Fuente propia).....	78
Figura 30 Diseño estático (Fuente propia).....	79
Figura 31 Teoría de la distorsión para materiales dúctiles (Fuente Propia).....	80
Figura 32 Dimensiones de los Cuñeros paralelos (Mott, 2006, pág. 496).	86
Figura 33 Rodillo cortador (fuente propia).	90
Figura 34 Rodillo laminador – rodillo cortador (fuente propia)	91
Figura 35 Pieza de bronce en bruto (fuente propia)	95
Figura 36 Pieza de Aluminio en bruto (fuente propia).....	106
Figura 37 Velocidades de cortes y avances recomendados para herramientas de carburo de una sola punta (KRAR y CHECK 2002, 225).	115

Generalidades

- 1.1. Introducción.
- 1.2. Objetivos.
- 1.3. Justificación.
- 1.4. Marco Teórico.
- 1.5. Tecnología del corte de los metales.



Capítulo 1

1. Generalidades

1.1. Introducción.

La tecnología desempeña un papel crítico en la competitividad de una empresa y es uno de los factores que plantea más en su gestión.

El nuevo escenario se identifica como la aceleración del cambio tecnológico y el acortamiento del ciclo de vida de los productos, de ahí la importancia estratégica de realizar una eficaz gestión de la tecnología en la empresa (o cualquier pequeño negocio) que ayude al desarrollo del país.

La innovación tecnológica viene siendo un proceso de generación de ideas y con los suficientes conocimientos, se convierten en un producto útil a la sociedad que viene como solución a cualquier problema que se presente.

En nuestro caso, como egresados de Ingeniería Mecánica, con los suficientes conocimientos adquiridos, nos vemos en la necesidad de diseñar un modelo económico de una máquina moldeadora de tortillas que permita la manipulación de la masa con las medidas sanitarias pertinentes, ya que hasta ahora se hace de una manera rudimentaria, también se hace con el propósito de evitar el esfuerzo físico y disminuir el tiempo de producción así como de aumentar las ganancias proveyéndoles de un diseño de bajo costo tanto al momento de adquirirlo como para el propio mantenimiento.

La ciencia y la tecnología no se pueden estudiar fuera del contexto social, sino que conviven para un beneficio mutuo aunque el efecto de ambas actuando conjuntamente es infinitamente superior a la suma de los efectos de cada una actuando por separado.

1.2. Objetivos.

1.2.1. Objetivo General:

- Realizar el diseño de una máquina semiautomática para moldear tortillas que sea compacta y de bajo costo.

1.2.2. Objetivos Específicos:

- Diseñar los planos constructivos y procesos de montaje.
- Diseñar las hojas de procesos de cada una de las piezas a elaborar.
- Elaborar un plan de mantenimiento para el funcionamiento de la máquina.
- Analizar los costos relacionados con el diseño de la máquina para ver si es viable su construcción.

1.3. Justificación.

La escolaridad es un factor escaso en la vida de las mujeres tortilleras ya que muchas de ellas son analfabetas; la vivienda donde habitan no presta las condiciones básicas para vivir o más bien son alquilados o simplemente viven por temporadas.

La venta de la tortilla varía en época de fiesta como Semana Santa, fiestas patronales y época navideña, es indispensable introducir tecnología en este negocio para satisfacer de forma más rápida la demanda de los clientes y con un menor esfuerzo humano.

Por tales razones, es necesario el diseño de una máquina moldeadora de tortillas, para satisfacer necesidades humanas, convirtiendo las ideas y el conocimiento en productos que se adapten mejor a las necesidades del mercado.

Dicha actividad productiva se realice de una manera tal que bajo normativas técnicas conviertan a este negocio en rentable y que brinde seguridad alimenticia, mejorando las condiciones higiénicas al momento de elaborarlas.

Otra situación que origina el proyecto es el carácter humanitario, solidario y por la construcción de una sociedad con mayor equidad comercial donde se pueda desarrollar las habilidades de un sector que ha estado sin ninguna reivindicación social.

1.4. Marco Teórico.

1.4.1. Generalidades.

1.4.1.1. Tracción/Compresión

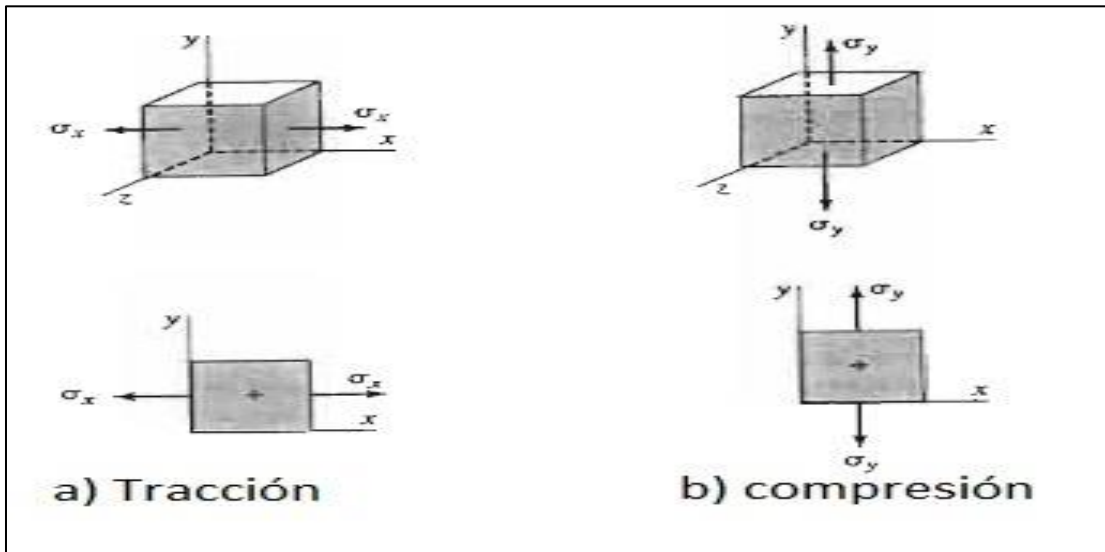


Figura 1 Esfuerzos de tracción/compresión (Mott, 2006, pág. 90)

La deformación que sufre un sólido puede ser negativa o positiva, es positiva si el sólido se alarga (tensión) y es negativa si el sólido se acorta (compresión).

Se denomina tracción al esfuerzo interno a que está sometido un cuerpo por la aplicación de dos fuerzas que actúan en sentido opuesto y tienden a estirarlo.

Un cuerpo se encuentra sometido a compresión si las fuerzas aplicadas tienden a aplastarlo o comprimirlo. Los pilares y columnas son ejemplo de elementos diseñados para resistir esfuerzos de compresión.

1.4.1.2. Torsión

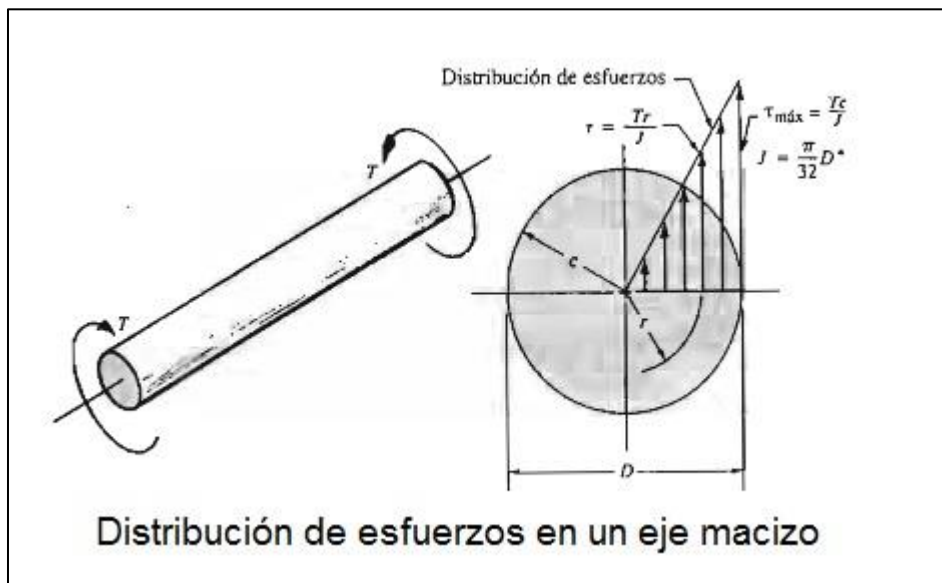


Figura 2 Esfuerzos de torsión en un eje macizo (Mott, 2006, pág. 96)

Cuando un par de torsión, o momento de torsión, se aplica a un elemento, tiende a deformarlo por torcimiento, lo cual causa una rotación de una parte del elemento en relación con la otra. Ese torcimiento provoca un esfuerzo cortante en el miembro.

Para un elemento pequeño del miembro, la naturaleza del esfuerzo es igual que la que se experimenta bajo el esfuerzo cortante directo, sin embargo en el cortante torsional la distribución de esfuerzo no es uniforme en la sección transversal.¹

Es el caso del esfuerzo que sufre una llave al girarla dentro de la cerradura. Los elementos sometidos a torsión se encuentran en muchas situaciones de ingeniería; la aplicación más común las representan los ejes de transmisión que se emplean para transmitir potencia de un punto a otro.

¹ Concepto de esfuerzo cortante torsional (Mott, 2006, pág. 95)

1.4.1.3. Flexión

Un elemento estará sometido a flexión cuando actúen sobre él, cargas que tiendan a doblarlo. A este tipo de esfuerzo se ven sometidas las vigas de una estructura.

1.4.2. Elementos de transmisión de potencia

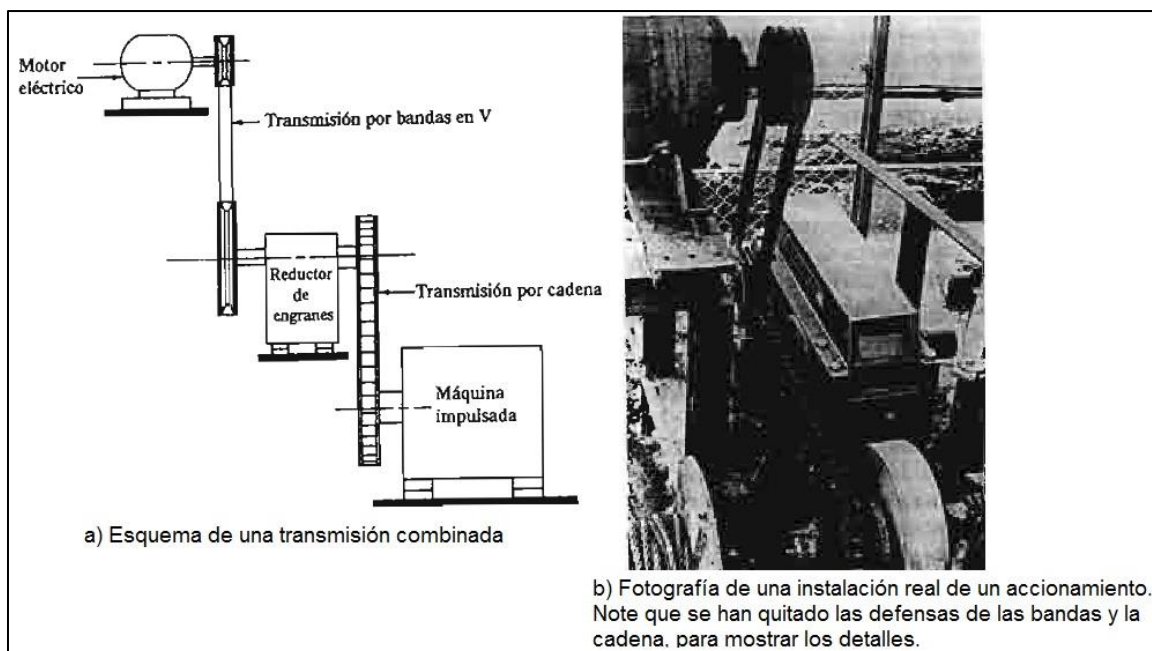


Figura 3 Combinación de un accionamiento donde se usan bandas en v, un reductor de engranajes y una transmisión (Mott, 2006, pág. 266)

La transmisión de potencia, es de vital importancia al momento de diseñar cualquier tipo de máquina o mecanismo para un diseñador, y tiene como funciones:

- Recibir la potencia de algún tipo de fuente motriz, como un motor eléctrico, motor de combustión interna, turbina de gas, motor hidráulico o neumático, una turbina de vapor o de agua o hasta del movimiento manual que hace el operador.

-Realizar algún cambio en la velocidad de rotación de los ejes que forman la transmisión, para que el eje de salida trabaje con más lentitud o mayor rapidez que el eje de entrada.

-Variar el par torsional transmitido de acuerdo con los requerimientos en el eje de salida.

1.4.2.1. Engranajes rectos.

Los usos de los piñones o engranajes son tan amplios como maquinaria existente a nivel mundial. Donde exista movimiento y velocidad, seguramente habrá un piñón.

Toda la industria goza de sus beneficios en motorreductores, prensas, sistemas de alimentación, instalaciones especiales para energía eólica, transportadores de cadena e instalaciones de desbastado en minería, en la maquinaria de remoción de materiales como excavadoras, recogedores de desperdicios, escombradoras, instalaciones de elevación, cabrias, dispositivos giratorios, trituradoras, bandas transportadoras de residuos, engranaje para hélices en construcción naval, dragado de canales e instalaciones portuarias, convertidores y engranajes para montacargas en los altos hornos de metalurgia, en el cierre y apertura de esclusas y puertas elevadoras, prensas de pulpa, mezcladoras, lavadoras, infraestructura de transporte y agitadoras en la industria azucarera, entre otras.

Los piñones o engranajes son tan vitales en el diario devenir de todas las industrias, que una falla en ellos representa pérdidas importantes por paros, reparaciones y reposición de partes. Se pueden presentar daños en ellos por un mal engrane, desgaste, inadecuado tratamiento térmico, mal montaje, choques fuertes, sobrecargas, desprendimiento de partículas, grietas, o combinación de varios de estos factores.

Cinemática de los engranes.

Los engranes son ruedas dentadas cilíndricas que se usan para transmitir movimiento y potencia desde un eje giratorio hasta otro.

Los dientes de un engrane conductor encajan con precisión en los espacios entre los dientes del engrane conducido como se ve en la figura 4, los dientes del impulsor empujan a los dientes del impulsado, lo cual constituye una fuerza perpendicular al radio del engrane.

Con esto se transmite un par torsional, y como el engrane es giratorio también se transmite potencia.

Relación de velocidad.

Con frecuencia se emplean engranes para producir un cambio de velocidad angular del engrane conducido, relativa a la del engrane conductor.

La cantidad de reducción de velocidad depende de la relación del número de dientes en el piñón, entre el número de dientes en el engrane mayor; de acuerdo con la relación siguiente:

$$\frac{n_P}{n_G} = \frac{N_G}{N_P}$$

Cuando existe una reducción de la velocidad angular del engrane, existe un incremento en el par torsional del eje unido al engrane.²

Los engranes rectos tienen dientes rectos y paralelos al eje del árbol que los sostiene. La forma curva de las caras de los dientes de engranes rectos tiene una geometría especial, llamada curva involuta. Con esta forma, es posible que

² Cinemática de los engranes rectos (Mott, 2006, pág. 300)

dos engranes trabajen juntos con una transmisión de potencia uniforme y positiva. Los ejes que sostienen los engranes son paralelos.³

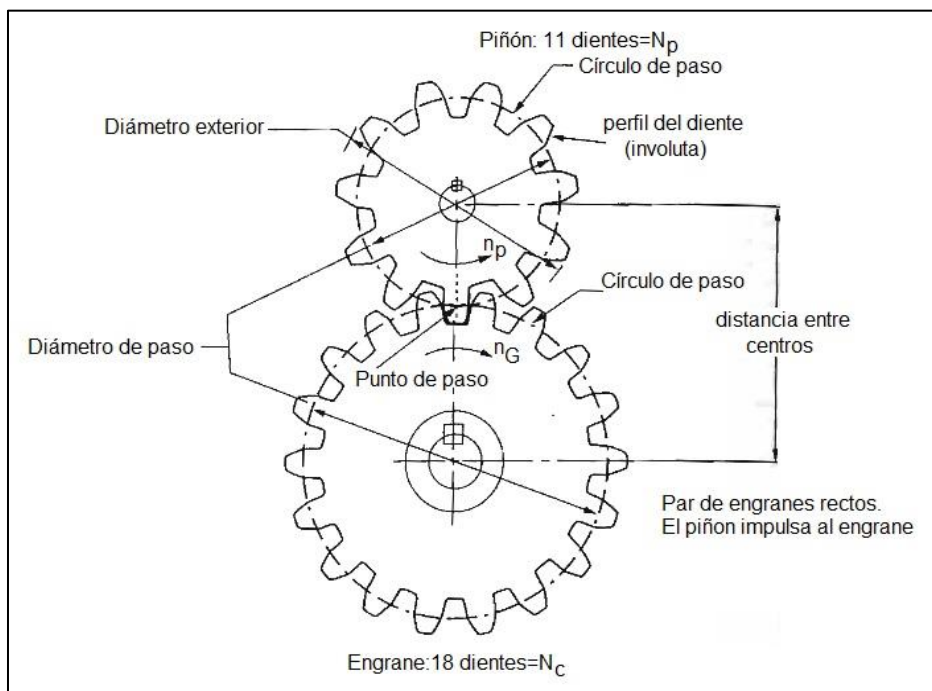


Figura 4 Par de engranes rectos. El piñón impulsa al engrane (Mott, 2006, pág. 302).

Geometría de los engranes rectos (forma involuta del diente).

El perfil del diente que más se usa en los engranes rectos es la forma involuta, la involuta es uno de los tipos de curvas geométricas llamadas curvas conjugadas.

Cuando dos dientes con esos perfiles engranan y giran, existe una relación constante de velocidad angular entre ellos:

Desde el momento del contacto inicial hasta el desengrane, la velocidad del engrane motriz está en una proporción constante respecto a la del engrane conducido.

³ Par de engranes rectos (Mott, 2006, pág. 302)

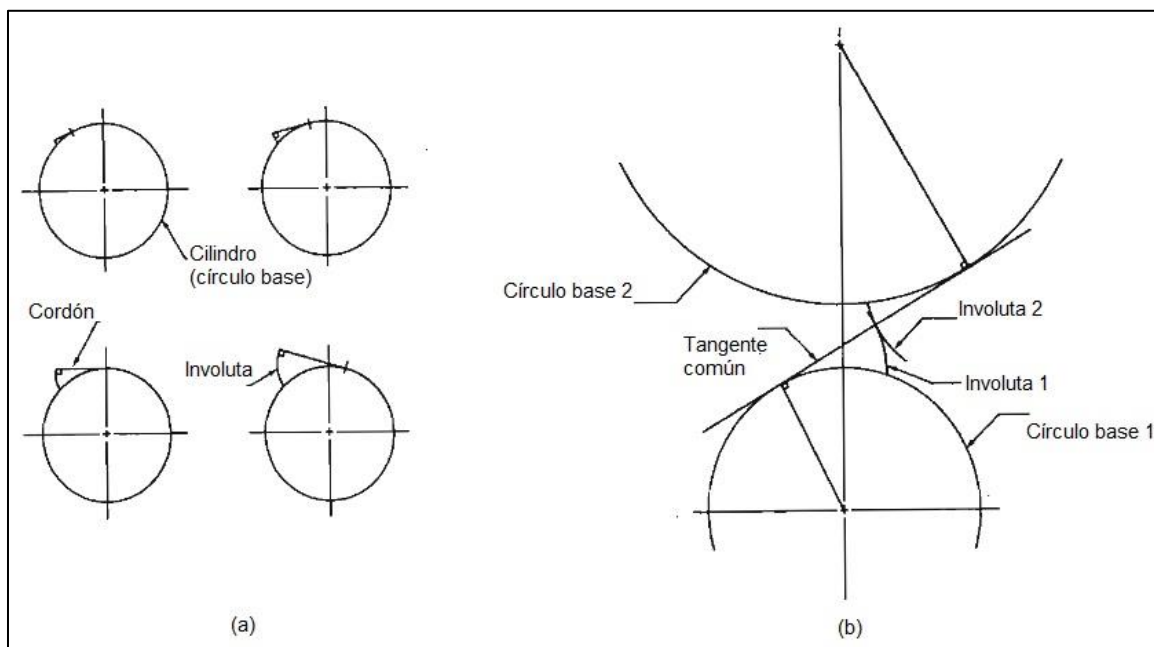


Figura 5 (a) Generación gráfica de una curva involuta; (b) Involutas que engranan (Mott, 2006, pág. 308)

La acción que resulta en los dos engranes es muy uniforme. El círculo que presenta el cilindro se llama círculo base. En cualquier posición de la curva, el cordón representa una línea tangente al círculo base y al mismo tiempo el cordón es perpendicular a la involuta.

En el punto de contacto las dos rectas tangentes a los círculos base coinciden, y se mantendrán a la misma posición a medida que giren los círculos base.

Esto es lo que sucede cuando están engranados dos dientes de engrane. Si la recta trazada perpendicular a las superficies de dos cuerpos en rotación, en el punto de contacto siempre cruza la línea entre los dos cuerpos en el mismo lugar, entonces la relación de velocidad angular de los dos cuerpos será constante.

Nomenclatura del diente de engranajes rectos.

Se describen varias propiedades de los dientes individuales y en conjunto de engranes rectos.

Los términos y símbolos se apegan a las normas de la American Gear Manufacturers Association (AGMA).

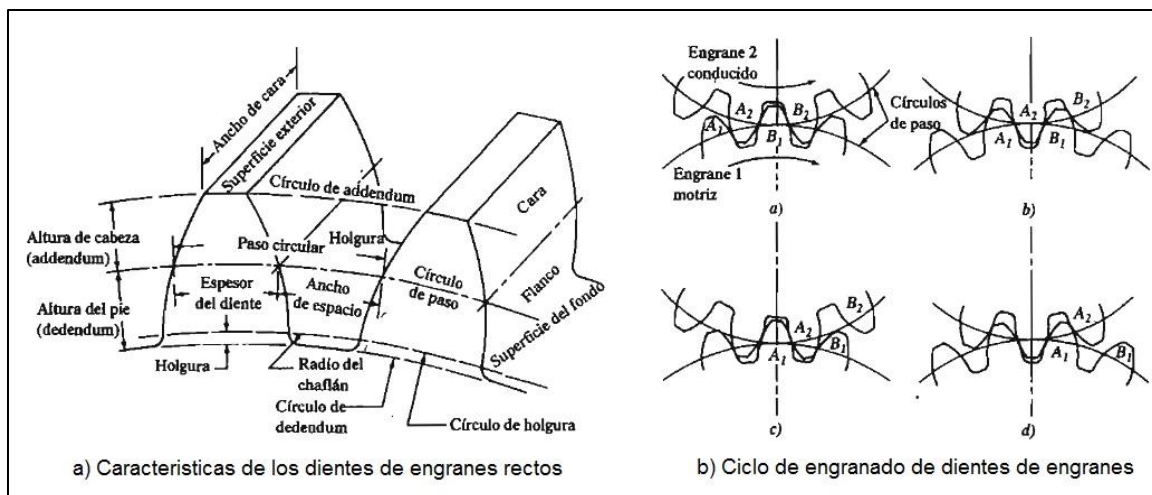


Figura 6 Nomenclatura del diente de engranes rectos (Mott, 2006, pág. 309)

A continuación se describen estas propiedades.

Diámetro de paso.

Durante el ciclo de engranado hay dos círculos uno para cada engrane que permanecen tangentes a estos círculos se les denomina círculo de paso y el diámetro del círculo de paso de un engrane es su diámetro de paso; el punto de tangencia es el punto de paso.

Cuando dos engranes engranan, al menor se le llama piñón y al mayor se le llama engrane. Se usará el símbolo D_p para indicar el diámetro de paso del piñón, y D_G para el diámetro de paso del engrane. Al referirse al número de dientes se usará N_p para representar a los del piñón y N_G a los del engrane.

Paso.

La distancia entre dientes adyacentes y el tamaño de los dientes se controlan mediante el paso de los dientes. Existen tres formas de indicar el paso que son de uso común en los engranajes.

- Paso circular (P):

Es la distancia de un punto del diente de un engrane en el círculo de paso al punto correspondiente del siguiente diente, medida a lo largo del círculo de paso.

Para calcular el valor del paso circular, se toma la circunferencia del círculo de paso y se divide en un número de partes iguales que corresponde al número de dientes del engrane.

$$P = \frac{\pi D}{N}$$

El paso de dos engranes que acoplan debe ser idéntico.

$$P = \frac{\pi D_G}{N_G} = \frac{\pi D_P}{N_P}$$

- Paso diametral (P_d):

Es el sistema de paso que se usa con más frecuencia en Estados Unidos, igual al número de dientes por pulgada de diámetro de paso.

$$P_d = \frac{N_G}{D_G} = \frac{N_P}{D_P}$$

-Modulo métrico (m).

Para determinar el módulo de un engrane se divide el diámetro de paso del engrane en milímetros entre el número de dientes.

$$m = \frac{D_G}{N_G} = \frac{D_P}{N_P}$$

Propiedades del diente de engrane.

Al analizar la figura 7 se pueden observar dos segmentos de ruedas engranadas que identifican esas propiedades que a continuación vamos a definir.

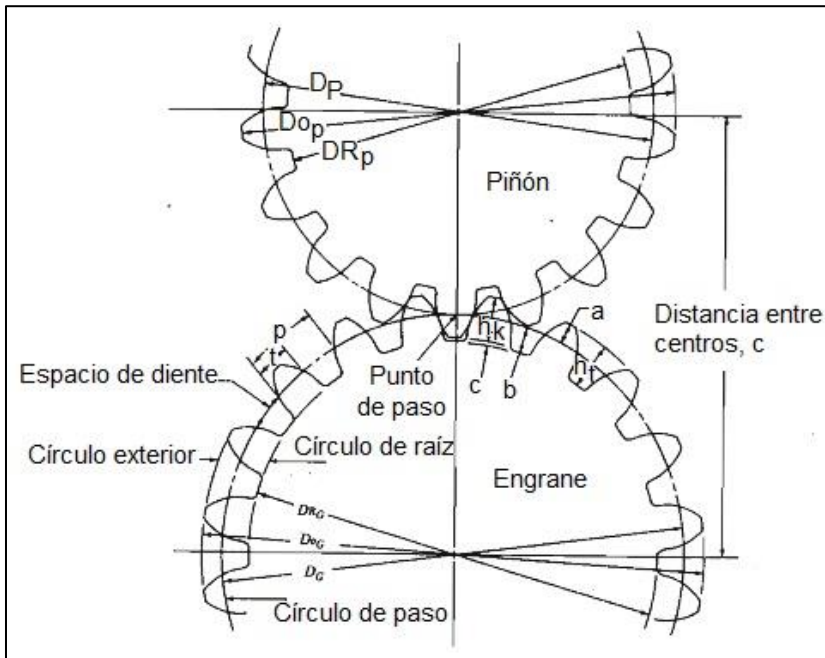


Figura 7 Propiedades de pares de engranes (Mott, 2006, pág. 313).

Addendum o altura de la cabeza (a).

Es la distancia radial desde el círculo de paso hasta el exterior de un diente.

Dedendum o altura del pie (b).

Es la distancia radial desde el círculo de paso hasta el fondo del espacio del diente.

Holgura (c).

Es la distancia radial desde el exterior del diente hasta el fondo del hueco entre dientes del engrane opuesto cuando el diente es totalmente engranado.

$$c = b - a$$

Diámetro exterior (D_o).

Diámetro del círculo que encierra el exterior de los dientes del engrane.

$$D_o = D + 2a$$

Diámetro exterior en función de P_d y N .

$$D_o = \frac{N}{P_d} + 2 \frac{1}{P_d} = \frac{N + 2}{P_d}$$

Diámetro exterior en función del módulo métrico.

$$D_o = mN + 2m = m(N + 2)$$

Diámetro de raíz (D_R).

También se llama diámetro de fondo y es el diámetro del círculo que contiene el fondo del espacio de diente, que es la circunferencia de raíz o círculo de raíz.

$$D_R = D - 2b$$

Altura total (ht).

También se llama profundidad total, y es la distancia radial del exterior.

$$h_t = a + b$$

Profundidad de trabajo (k_h).

Es la distancia radial que un diente de engrane se introduce en el espacio entre dientes del engrane correspondiente.

$$h_k = a + a = 2a$$

$$h_t = h_k + c$$

Espesor del diente (t).

Es la longitud del arco medida desde el círculo de paso de un lado de un diente al otro lado. A veces se llama espesor circular y su valor teórico es la mitad del paso circular.

$$t = \frac{P}{2} = \frac{\pi}{2P_d}$$

Espacio entre dientes.

Es la longitud de arco medida desde el lado derecho de un diente hasta el lado derecho de un diente hasta el lado izquierdo del siguiente.

Ángulo de presión.

Es el que forma la tangente a los círculos de paso y la línea trazada normal (perpendicular) a la superficie del diente del engrane.

Juego.

Los engranes se fabrican con el espacio entre dientes un poco mayor que el espesor del diente y a la diferencia se le llama juego.

Ancho de la cara (F).

Se llama también longitud del diente o ancho del flanco. Es el ancho del diente medido en dirección paralela al eje del diente.

Chaflán.

También se llama filete. Es el arco que une el perfil de involuta del diente con la raíz del espacio entre dientes.

Cara.

Es la superficie del diente de un engrane desde el círculo de paso hasta el círculo externo de engrane.

Flanco.

Es la superficie del diente de un engrane desde la raíz del espacio entre dientes incluyendo el chaflán.

Distancia entre centros (c).

Es la distancia del centro del piñón al centro del engrane, es la suma de los radios de paso de los dos engranes engranados.

$$C = \frac{D_G}{2} + \frac{D_P}{2} = \frac{D_G + D_P}{2}$$

$$C = \frac{1}{2} \left[\frac{N_G}{P_d} + \frac{N_P}{P_d} \right] = \frac{N_G + N_P}{2P_d}$$

$$C = \frac{D_G + D_P}{2} = \frac{mN_G + mN_P}{2} = \frac{(N_G + N_P)m}{2}$$

1.4.2.2. Transmisión por Cadena.

Una cadena es un elemento de transmisión de potencia formado por una serie de eslabones unidos con pasadores. Este diseño permite tener flexibilidad y permite además que la cadena transmita grandes fuerzas de tensión.

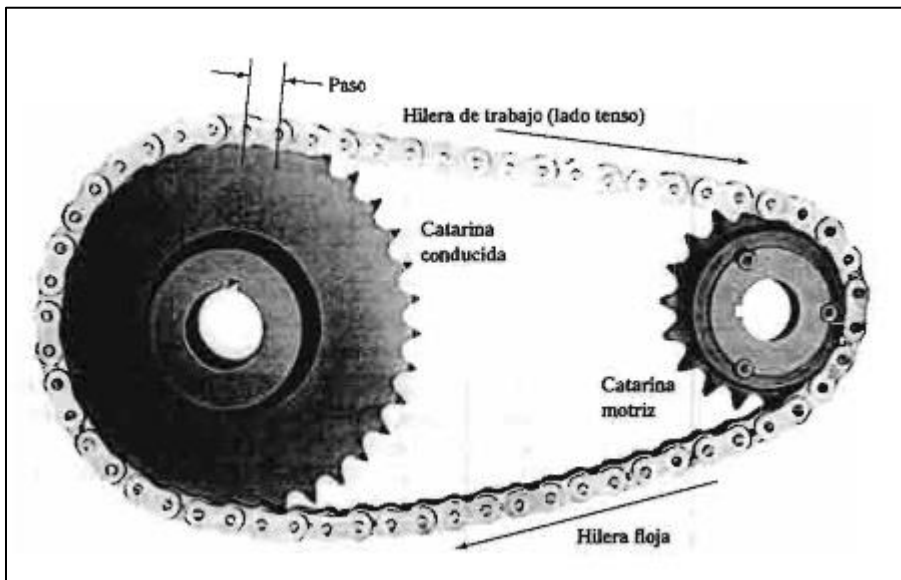


Figura 8 Transmisión por cadenas de rodillos (Mott, 2006, pág. 283).

Existen otros tipos que comprenden una variedad de diseños de eslabones extendidos, y se usan principalmente en aplicaciones de transportadores.

Las cadenas empleadas en esta transmisión suelen tener libertad de movimiento solo en una dirección y tienen que engranar de manera muy precisa con los dientes de los sprockets.

Las partes básicas de las cadenas son: placa lateral, rodillo y pasador.

La cadena de rodillos se caracteriza por su paso, que es la distancia entre las partes correspondientes de eslabones adyacentes.

La capacidad de transmisión de potencia de las cadenas tiene en cuenta los siguientes modos de fallas.

- 1) fatiga de las placas de eslabón, debido a la aplicación repetida de la tensión en el lado tenso de la cadena.
- 2) El impacto de los rodillos al engranar en los dientes de las catarinas.
- 3) La abrasión entre los pernos de cada eslabón y los bujes.
- 4) Desalineamiento de las ruedas dentadas.

1.4.2.3. Ejes de transmisión de potencia (árbol)

En las máquinas y mecanismos se utilizan con gran frecuencia órganos de transmisión del movimiento y muy especialmente del movimiento de rotación, entre los que se pueden destacar árboles y ejes.

Árbol.

Elemento dinámico de sección circular que transmite un par motor mediante los órganos mecánicos que lleva montados solidariamente, girando apoyado en unos soportes.

Eje.

Elemento estático de sección circular que sirve de apoyo a uno o más órganos móviles que giran sobre él.

Casi toda la maquinaria rotatoria está dotada de flechas de transmisión o simplemente flechas, con el fin de transferir movimiento y par de torsión rotatorios de un sitio a otro.

Por lo tanto, el diseñador de máquinas en ocasiones se ve en la tarea de diseñar flechas.

Algunos elementos que se montan sobre árboles o ejes son ruedas dentadas, poleas, piñones para cadenas, acoples y rotores. Los ejes no transmiten potencia y pueden ser giratorios o fijos. Por otro lado los árboles o flechas son elementos que giran soportando pares de torsión y transmitiendo potencia. Usualmente, los árboles son cilindros escalonados, con el fin de que los hombros o resaltos sirvan para ubicar axialmente los diferentes elementos. Además, los hombros sirven para transmitir cargas axiales.

Algunos métodos utilizados para transmitir pares de torsión y potencia son las cuñas o chavetas, ejes estriados, espigas o pasadores, ajustes a presión, ajustes ahusados y conectores ranurados.

Para evitar movimientos axiales de las piezas se usan, por ejemplo, hombros, tornillos de fijación o prisioneros, anillos de retención, pasadores, collarines de fijación, tornillos y manguitos. Algunos métodos sirven tanto para fijar axialmente las piezas, como para transmitir par de torsión (por ejemplo, los pasadores).

Las chavetas y los pasadores actúan como “fusibles”, es decir, son elementos “débiles” (y baratos) que tienden a fallar en caso de una sobrecarga, protegiendo así las piezas caras.

1.4.3. Elementos de uniones desmontables

Las uniones desmontables nos permiten la separación de las piezas entre sí, sin que esto ocasione deterioro de los elementos unidos.

Las formas más empleadas de unir piezas son:

- Elementos roscados
- Pasadores
- Chavetas
- Lengüetas

1.4.3.1. Uniones Roscadas

Son la forma más común en las uniones de piezas y se pueden distinguir diferentes elementos roscados como: Tornillos, prisioneros, espárragos, pernos, tirafondos y tuercas.

El elemento roscado puede ser exterior o interior. Las arandelas ayudan al trabajo de unión de los elementos roscados.

1.4.3.2. Cuñas y Pasadores

Estos elementos se usan usualmente para fijar sobre su eje piezas como engranes, poleas o ruedas.

Las cuñas o chavetas se usan para poder transmitir momento de rotación desde un eje hasta el elemento que soporta dicho árbol.

Los pasadores se emplean para fijar la posición axial o para transmitir momento de rotación o empuje, o bien para ambas cosas.

1.4.3.2.1. Tipos de chavetas según su colocación.

Chavetas longitudinales.

Colocadas en sentido longitudinal al eje del árbol, alojados en huecos tallados llamados chaveteros, y se emplean para fijar órganos giratorios o con movimiento alternativo a los árboles o ejes.

Su acción consiste en la creación de una compresión radial entre el árbol y el cubo, de manera que estos queden unidos fuertemente pero con posibilidad de desmontaje. También existen chavetas que permiten el deslizamiento del cubo a lo largo del árbol.

Chavetas transversales.

Instaladas en sentido perpendicular al árbol cuya principal aplicación consiste en la unión de vástagos. También se emplean en la unión de árboles perfectamente alineados como elemento de seguridad en determinadas máquinas, en las que se puede prever aumentos bruscos de fuerzas que podrían dañar algunas partes, en cuyo caso la chaveta debe romperse y anular la transmisión.

1.4.4. Cojinetes de Rodamiento

Se emplean para describir la clase de soporte de eje en el que la carga principal se transmite a través de elementos que están en contacto rodante y no deslizante. En un cojinete de rodadura la fricción inicial es aproximadamente igual a dos veces la fricción en marcha y resulta despreciable en comparación con el rozamiento inicial en un cojinete de casquillo o chumacera.⁴

Existen tres tipos de rodamientos de acuerdo a las fuerzas que pueden soportar:

- Radiales

⁴ Cojinete de contacto rodante (Shigley J. E., 1990, pág. 511)

- Axiales
- Angulares

1.4.4.1. Radiales

Pueden soportar preferentemente cargas dirigidas en la dirección perpendicular al eje de rotación.

1.4.4.2. Axiales

Pueden soportar cargas que actúen únicamente en la dirección del eje de rotación. A su vez pueden ser: rodamientos de simple efecto, que pueden recibir cargas axiales en un sentido, y rodamientos de doble efecto, que pueden recibir cargas axiales en ambos sentidos.

1.4.4.3. Angulares

En este tipo de rodamientos, la línea que une los puntos de contacto de las bolas de acero con los anillos interior y exterior, forma un ángulo con la línea que define la dirección radial, llamado ángulo de contacto.

Este ángulo es de 30° , aunque existen rodamientos que tienen un ángulo de contacto de 40° y otros de 15° (estos últimos para elevadas velocidades).

1.4.5. Bandas Transportadoras.

Una banda o cinta transportadora es una estructura de goma o tejido en forma de correa cerrada en anillo, con una unión vulcanizada o con empalme metálico, utilizada para el transporte de materiales.

Las bandas transportadoras son los aparatos más utilizados para el transporte de objetos sólidos y material a granel a gran velocidad y cubriendo grandes distancias.

La función principal de la banda transportadora es soportar directamente el material a transportar y desplazarlo desde el punto de carga hasta el de descarga, razón por la cual la cinta se le puede considerar el componente principal de las bandas transportadoras.

1.4.6. Fundamentos de lubricación

1.4.6.1. Lubricación

Se conoce como lubricación a la interposición de sustancias oleosas o grasas (lubricantes) entre las superficies en contacto de piezas en movimiento relativo. Los lubricantes, adhiriéndose fuertemente a las superficies, forman una capa o película delgadísima que reduce el rozamiento, limitando por consiguiente, la pérdida de energía mecánica y el desgaste de los materiales, facilitando el movimiento de las piezas.

Aunque la presencia de la capa de lubricante elimina el rozamiento excesivo en el contacto metal contra metal, disminuyendo así el desgaste o posibilidad de agarrotamiento de las piezas, aunque no elimina en su totalidad la fricción; la lubricación también actúa como medio refrigerante ya que ayuda a la absorción de una parte del calor generado por la fricción de las piezas en movimiento.

La lubricación es una de las actividades más importantes en el mantenimiento preventivo. La vida útil del equipo depende en gran parte de una correcta lubricación, pues un alto porcentaje de fallas son consecuencia de lubricación defectuosa.

La planificación de la lubricación parte de la información dada por el fabricante de los equipos en cuanto a la localización de puntos que necesitan lubricante, período de aplicación, cambio y limpieza, tipo de lubricante, viscosidad de los mismos, etc. Con estos datos y de acuerdo a las condiciones de trabajo, se procede a la normalización de los lubricantes.

1.4.6.2. Viscosidad

La viscosidad es una de las propiedades más importantes de un lubricante. De hecho, buena parte de los sistemas de clasificación de los aceites están basados en esta propiedad.

La viscosidad se define como la resistencia de un líquido a fluir. Esta resistencia es provocada por las fuerzas de atracción entre las moléculas del líquido. El esfuerzo necesario para hacer fluir el líquido (esfuerzo de desplazamiento) estará en función de esta resistencia. Los fluidos con alta viscosidad ofrecen cierta resistencia a fluir, mientras que los poco viscosos lo hacen con facilidad. La viscosidad se ve afectada por las condiciones ambientales, especialmente por la temperatura y la presión, y por la presencia de aditivos modificadores de la misma, que varían la composición y estructura del aceite.

La fricción entre moléculas genera calor; la cantidad de calor generado está en función de la viscosidad. Esto también afecta a la capacidad sellante del aceite y a su consumo. La viscosidad tiene que ver con la facilidad para ponerse en marcha de las máquinas, particularmente cuando operan en temperaturas bajas. El funcionamiento óptimo de una máquina depende en buena medida del uso del aceite con la viscosidad adecuada para la temperatura ambiente.

Una baja en el nivel de viscosidad puede indicar contaminación con algún solvente o combustible o con un grado de viscosidad más bajo de otro aceite.

Un incremento de viscosidad puede indicar oxidación del aceite o contaminación con aceite que tenga un grado de viscosidad más alto.

Índice de viscosidad

La ASTM (*American Society for Testing and Materials* – Sociedad Americana para Pruebas y Materiales) creó un método para proporcionar un número llamado el VI (*Viscosity Index* - índice de viscosidad). El VI se relaciona con la cantidad de cambio para un aceite dado comparado con dos aceites de referencia en un rango de 40° a 100 °C (104 a 202 °F).

En escala ASTM, la mayor parte de los aceites de motor tienen un VI de 90° o más, aunque no es raro que los aceites multigrados tengan un VI de cerca de 200°, debido a los paquetes de aditivos que se usan en ellos.

1.4.6.3. Tipos de lubricación

De acuerdo al tipo de lubricante que se aplique, ya sea aceite o grasa, se pueden mencionar los siguientes tipos de lubricación.

Lubricación hidrodinámica

Mantener una capa de líquido intacta entre superficies que se mueven una respecto de la otra, se logra generalmente mediante el bombeo del aceite. Entre un cigüeñal y su asiento existe una capa de aceite que hace que el cigüeñal flote. El espesor de esta capa depende de un balance entre la entrada y la salida de aceite.

El espesor de equilibrio de la capa de aceite se puede alterar por:

- Incremento de la carga, que expulsa aceite.
- Incremento de la temperatura, que aumenta la pérdida de aceite.
- Cambio a un aceite de menor viscosidad, que también aumenta la pérdida de aceite.

- Reducción de la velocidad de bombeo, que disminuye el espesor de la capa.

La lubricación de un cigüeñal que rota dentro de su bancada es un ejemplo clásico de la teoría de la fricción hidrodinámica, como fue descrita por Osborne Reynolds en 1886. La teoría asume que bajo estas condiciones, la fricción ocurre solamente dentro de la capa fluida, y que es función de la viscosidad del fluido.

Lubricación Elasto-hidrodinámica

A medida que la presión o la carga se incrementan, la viscosidad del aceite también aumenta. Cuando el lubricante converge hacia la zona de contacto, las dos superficies se deforman elásticamente debido a la presión del lubricante. En la zona de contacto, la presión hidrodinámica desarrollada en el lubricante causa un incremento adicional en la viscosidad que es suficiente para separar las superficies en el borde de ataque del área de contacto. Debido a esta alta viscosidad y al corto tiempo requerido para que el lubricante atraviese la zona de contacto, hacen que el aceite no pueda escapar, y las superficies permanecerán separadas.

La carga tiene un pequeño efecto en el espesor de la capa, debido a que a estas presiones, la capa de aceite es más rígida que las superficies metálicas. Por lo tanto, el efecto principal de un incremento en la carga es deformar las superficies metálicas e incrementar el área de contacto, antes que disminuir el espesor de la capa de lubricante.

Lubricación de capa límite o escasa

Se le llama lubricación al límite cuando por culpa de factores (una insuficiente área de contacto, una disminución en la velocidad en la superficie móvil, una disminución en la cantidad de lubricante suministrada a una

chumacera, una intensificación de la carga en la carga del cojinete, o bien una elevación en la temperatura del lubricante que resulte de una disminución en la viscosidad) pueda impedir la formación de la película de lubricante suficientemente gruesa que permita tener la lubricación copiosa o completa. Cuando esto ocurre las asperezas de más altura quedan separadas por películas de lubricantes de sólo unos cuantos diámetros moleculares de espesor.

Lubricación hidrostática

Se obtiene introduciendo el lubricante que a veces es aire o agua en el área de soporte de carga a una presión lo bastante elevada para separar las superficies con una capa relativamente gruesa de lubricante ⁵

1.5. Tecnología del corte de los metales.

La industria reconoce que para operar económicamente los metales utilizados en la fabricación o manufactura de productos, deben poder ser maquinados con eficiencia.

Para cortar metales de modo eficiente se requiere no solo el conocimiento del metal en proceso, sino también saber cómo se comportará el material de la herramienta de corte así como su forma, según diversas condiciones de maquinado. Los ángulos, inclinaciones y claros de la herramienta de corte han adquirido una importancia cada vez mayor en el corte de los metales. En las últimas décadas se han introducido muchos nuevos materiales para herramientas cortantes.

Estos materiales nuevos han conducido a una mejor construcción de las máquinas, mayores velocidades de corte y una más elevada profundidad.

⁵ Tipos de lubricación (Shigley J. E., 1990, pág. 543)

Muchos materiales son maquinados con una mayor eficiencia utilizando líquidos de corte, pero otros no. Con la aparición de nuevas y diversas aleaciones, continuamente se están desarrollando nuevos líquidos de corte.

Todos estos factores hacen de la teoría del corte de metales un campo desafiante y que está en constante investigación en la industria de las máquinas herramienta.⁶

1.5.1. El fresado

Es el proceso de manufactura por arranque de viruta mediante el cual una herramienta (fresa o cortador) provista de múltiples aristas cortantes dispuestas simétricamente alrededor de un eje gira con movimiento uniforme y arranca el material a la pieza que es empujada contra ella.

El movimiento principal es de la fresa y el movimiento de avance es la pieza. La forma de viruta tiene la característica de una coma, siendo su espesor o sección variable, a la máquina se le llama fresadora y a la herramienta se le llama cortador o fresa.

1.5.2. Torneado

El torneado es un procedimiento de maquinado que permite la obtención de superficies de revolución interiores y exteriores, de superficies planas y también de otras superficies como las que se obtienen por roscado, ranurados, etc.

1.5.3. Maquinabilidad de los metales

La maquinabilidad se refiere a la dificultad con la que puede ser maquinado un metal. Deben considerarse factores como la vida de la herramienta de corte, el acabado superficial producido, y la potencia mecánica necesaria.

⁶ Sección 8 Tecnología de las máquinas herramientas (KRAR y CHECK 2002, 189)

La maquinabilidad ha sido medida en función de la duración de la herramienta en minutos, o de la velocidad de eliminación de material en relación con la velocidad de corte empleada, esto es, la profundidad de corte. Para cortes de acabado, la maquinabilidad se refiere a la vida útil de la herramienta de corte y la facilidad con la que se produce un buen acabado superficial.

Aluminio

El aluminio puro es más difícil de maquinar que las mayorías de las aleaciones de aluminio, produce viruta larga y tenaz y es mucho más severo con las herramientas de corte que debido a su naturaleza abrasiva. También es importante el ángulo de corte de la herramienta.

La mayoría de las aleaciones de aluminio pueden ser cortadas a alta velocidad, resultando un buen acabado superficial y una larga duración de la herramienta. Las aleaciones templadas y revenidas, por lo general son más fáciles de maquinar que las aleaciones recocidas y producen un mejor acabado superficial.

Generalmente se usa líquido de corte cuando se hacen grandes trabajos de cortes y avances, para el maquinado de aluminio y sus aleaciones.

Acero al bajo carbono (acero de máquinas).

La micro estructura del acero al bajo carbono puede contener grandes áreas de ferrita (hierro), entremezcladas con pequeñas áreas de perlita. La ferrita es suave, con alta ductibilidad y baja resistencia, en tanto que la perlita es una combinación de ferrita y carburo de hierro que tiene baja ductibilidad y alta resistencia.

Cuando la cantidad de ferrita en el acero es mayor que la perlita o la ferrita está dispuesta en capas alternas con la perlita aumenta la potencia

necesaria para eliminar material y se deteriora la calidad del acabado superficial producido.

Aleaciones con base de cobre.

El bronce, término que originalmente se refería a una aleación de cobre y estaño se ha extendido ahora para incluir a todas las aleaciones excepto las de cobre-zinc, que contienen hasta 12% de aleación del elemento principal.

El bronce al aluminio contiene entre 4% y 11% de aluminio a esta clase de bronce se le agregan otros elementos como hierro, níquel, manganeso y silicio. Los bronce al aluminio tienen buena resistencia a la corrosión y resistencia mecánica y se utilizan para tubos de condensador, recipientes de presión, tuercas y pernos.

1.5.4. Fricción

Para una buena acción de corte eficiente, es importante que la fricción entre la viruta y la cara de la herramienta se mantenga tan baja como sea posible.

Conforme aumenta el rozamiento o fricción, existe una mayor posibilidad de que se forme un borde acumulado sobre el borde cortante. Cuanto mayor sea el borde acumulado, tanta mayor fricción se crea, lo que resulta en el rompimiento del borde cortante y en un deficiente acabado superficial. Cada vez que una máquina debe detenerse para reafilarse o sustituir la herramienta de corte las velocidades de producción se reducen.

1.5.5. Acabado superficial.

Muchos factores afectan al acabado superficial producido por la operación de maquinado, siendo los más comunes la profundidad de corte, el radio de

nariz de la herramienta, la velocidad de corte, la rigidez de la operación de maquinado y la temperatura generada por el proceso en cuestión.

Si durante la acción de corte se crea una temperatura alta, existe una marcada tendencia a resultar en un acabado superficial áspero. La razón de esto es que a altas temperaturas, tienden a adherirse partículas de metal a la herramienta de corte y formar un borde acumulado.

1.5.6. Efectos de los líquidos de corte.

Los líquidos para el corte son importantes en las mayorías de las operaciones de maquinado, porque hacen posible cortar materiales a velocidades mayores, llevan a cabo tres funciones importantes:

1. Reducen la temperatura en la acción de corte.
2. Aminoran la fricción de las virutas que se deslizan por la cara de la herramienta.
3. Disminuyen el desgaste de la herramienta y aumentan su duración.

Existen tres clases de esos líquidos: aceites de corte, aceites emulsificantes (solubles) y líquidos para corte químicos (Sintéticos). Algunos de tales fluidos forman una película no metálica sobre la superficie del metal, que evita que la viruta se adhiera en el borde cortante. Esto evita que se forme un borde acumulado y resulta en la producción de un mejor acabado superficial. El acabado en la mayoría de los metales puede mejorarse considerablemente mediante el uso de los líquidos de corte adecuados.

Las sustancias líquidas para el corte generalmente se utilizan para maquinar acero, acero aleado, latón y bronce con herramientas hechas de acero de alta velocidad. Como regla general los líquidos de corte no se utilizan con herramientas de carburo cementado, a menos que pueda aplicarse gran

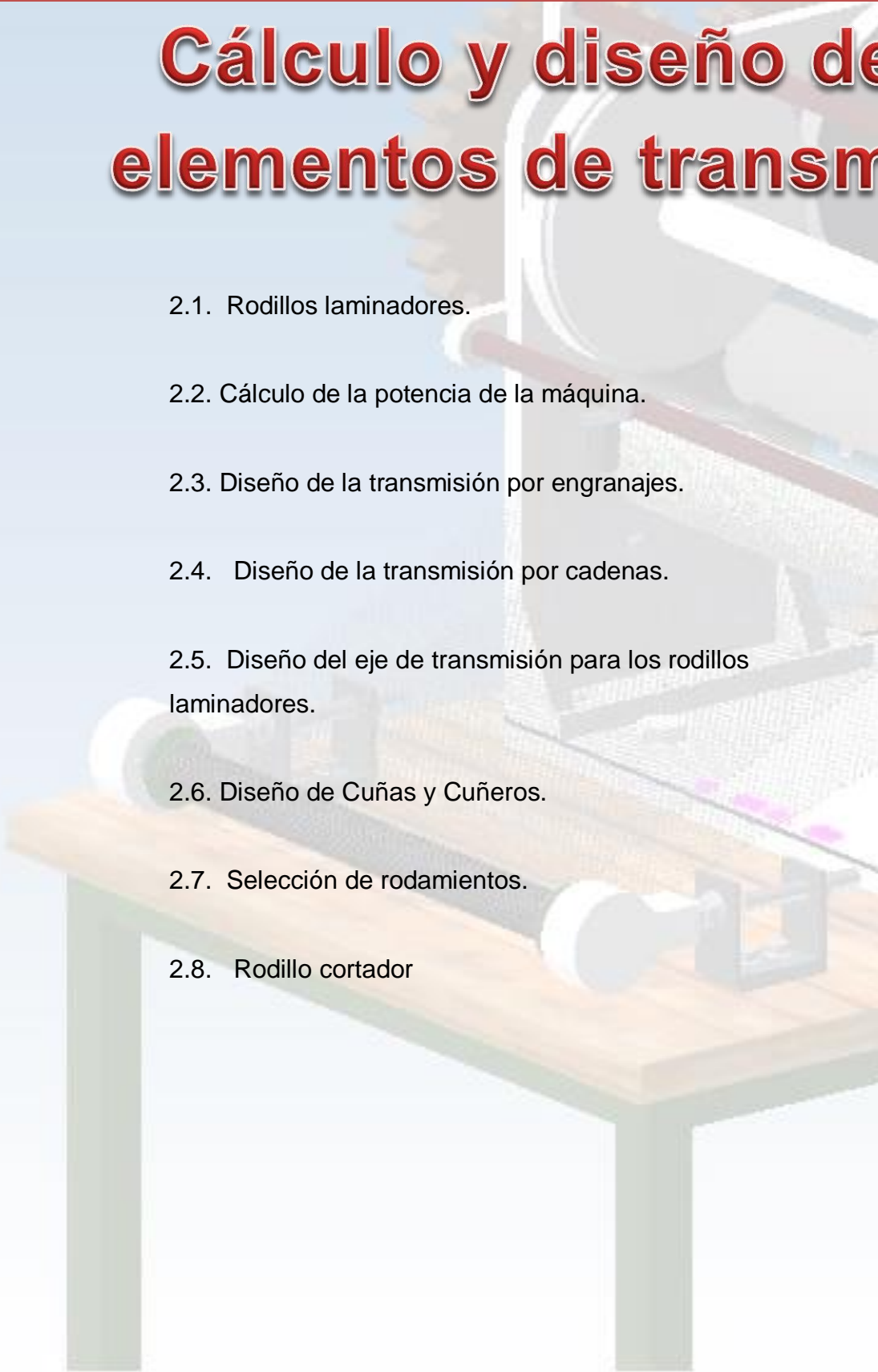
cantidad de tal liquido de corte para asegurar temperaturas uniformes y evitar que los insertos de carburos se agrieten.

1.5.7. Herramientas de corte.

Uno de los componentes más importantes en el proceso de maquinado es la herramienta de corte o cortador, de cuya función dependerá la eficiencia de la operación. En consecuencia, debe pensarse mucho en la no sólo en la selección del material de la herramienta de corte, sino también en los ángulos de tal herramienta, necesarios para maquinar apropiadamente el material de una pieza de trabajo.

Existen básicamente dos clases de cortadores (excluyendo los de tipo abrasivo): de punta simple y de puntas múltiples o multi puntas.

Cálculo y diseño de los elementos de transmisión

- 
- 2.1. Rodillos laminadores.
 - 2.2. Cálculo de la potencia de la máquina.
 - 2.3. Diseño de la transmisión por engranajes.
 - 2.4. Diseño de la transmisión por cadenas.
 - 2.5. Diseño del eje de transmisión para los rodillos laminadores.
 - 2.6. Diseño de Cuñas y Cuñeros.
 - 2.7. Selección de rodamientos.
 - 2.8. Rodillo cortador

Capítulo 2

2. Cálculo y diseño de elementos de transmisión.

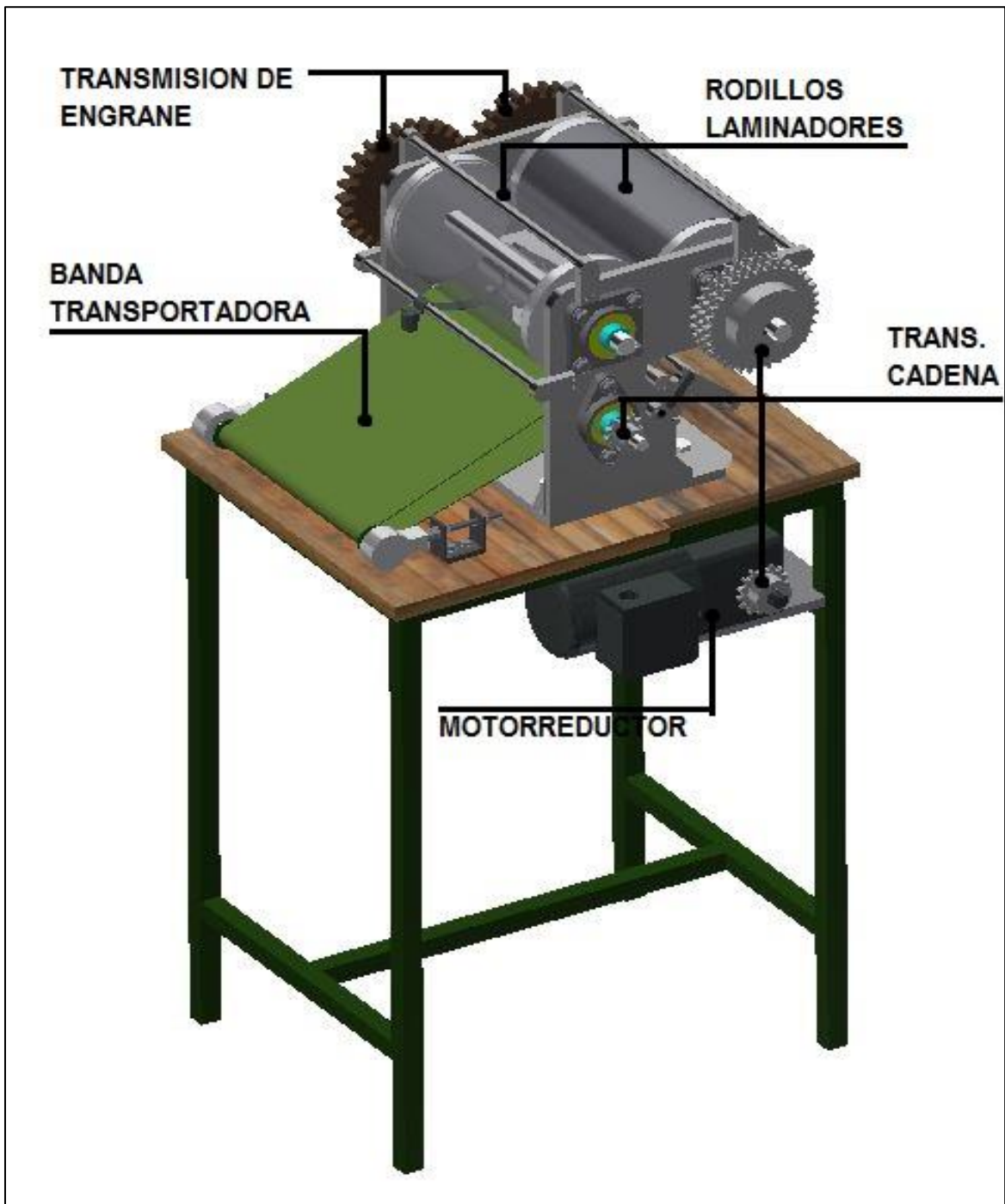


Figura 9 Diseño de tortilladora. (Fuente propia)

2.1. Rodillos laminadores.

El proceso de laminación cumple con los siguientes objetivos:

- Ordenar la masa
- Disminuir su espesor
- Hacer una masa homogénea y uniforme
- Facilitar el moldeo de la masa
- Permitir el reingreso de la masa de los bordes

Los rodillos laminadores deben formar una lámina uniforme y consistente para garantizar la formación de la tortilla. Según trabajos anteriores se ha demostrado que a velocidades mayores que 100 r.p.m. la masa se desprende de los rodillos de una forma inadecuada por lo que se tendrá sumo cuidado a la hora de seleccionar la velocidad de estos (rodillos) según los resultados de los cálculos.

Para el proceso de laminado de la masa, la maquina dispone de dos rodillos construidos con tubo mecánico de acero inoxidable AISI 304 para no contaminar la masa.

Diámetro de rodillos laminadores.

Al tener rodillos de laminación de gran diámetro, la reducción de la masa es suave y requiere menor fuerza mecánica, lo cual permite un mejor tratamiento de la masa. Al tener rodillos de menor diámetro, estos hacen que la masa se frene y no permita un óptimo laminado en términos de elasticidad y uniformidad, además de dañar la masa, produciendo una masa no uniforme y tampoco continua.

El diámetro de los rodillos se calcula de la siguiente manera:

$$D = \frac{P}{\pi}$$

Dónde:

D: diámetro del rodillo (cm)

P: perímetro del rodillo laminador (cm)

Se va a diseñar un rodillo laminador de manera que alcancen dos tortillas separadas una distancia de 7 cm. Se asume un diámetro de tortilla de 18 cm.

$$P = 2d_{tortilla} + 2d_{separación}$$

$$P = 2(18cm) + 2(7cm)$$

$$P = 50cm$$

$$d_1 = \frac{50cm}{\pi} = 15.91cm = 159mm$$

→ Seleccionar tubo de 159 mm de diámetro, acero inoxidable AISI 304.⁷

Cálculo de revolución de cada elemento para cumplir capacidad máxima de diseño.

Para calcular la velocidad de producción necesitamos dejar claro que el rodillo cortador creara una tortilla de 18 cm de diámetro y tendrá una separación entre cada tortilla de 2cm, ver figura 10.

→ Capacidad máxima requerida = 300 tortillas/h

→ Distancia de separación en la banda transportadora = d separación = 2cm.

→ Diámetro de la tortilla = d tortilla = 18 cm.

⁷ Ver Anexos IV- 6, tabla 17 catalogo Hastinik, S.A.

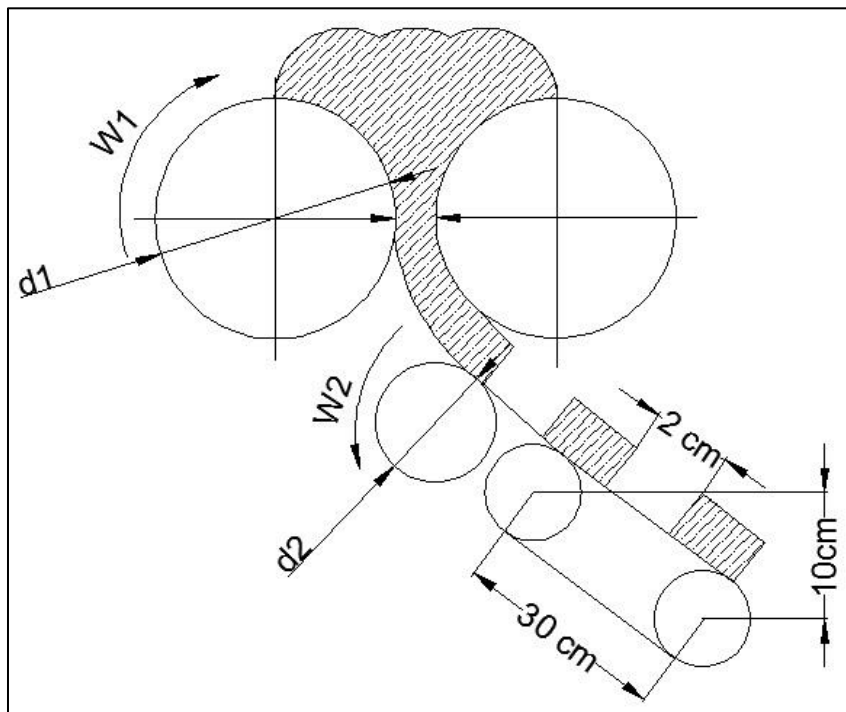


Figura 10 Paso de la masa por los rodillos (fuente propia).

2.1.1. Velocidad de producción \vec{V} .

$$\vec{V} = \frac{\text{Capacidad máxima requerida}}{1h} \times \frac{(d_{\text{separación}} + d_{\text{tortilla}})}{\text{tortilla}} \times \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} = 60 \text{ m/hr}^8$$

$$\vec{V} = \frac{300 \text{ tortilla}}{1h} \times \frac{(2\text{cm} + 18\text{cm})}{\text{tortilla}} \times \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} = 60 \frac{\text{m}}{h}$$

$$\vec{V} = 60 \frac{\text{m}}{h} \times \frac{1h}{60 \text{ min}} = 1 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 0.017 \text{ m/seg}$$

$$W_1 = \frac{\vec{V}}{\left(\frac{d_1}{2}\right)} = \frac{\left(1 \frac{\text{m}}{\text{min}}\right)}{\left(\frac{0.159\text{m}}{2}\right)} \times \frac{1\text{rev}}{2\pi} = 2\text{rpm}$$

⁸ Velocidad de producción de las tortillas (Fuente Propia).

$$d_2 = \frac{d_{sep} + d_{tortilla}}{\pi} = \frac{2cm + 18cm}{\pi} = \frac{20cm}{\pi} = 6.366 cm$$

$$W_2 = \frac{\vec{V}}{\left(\frac{d_2}{2}\right)} = \frac{\left(1 \frac{m}{min}\right)}{\left(\frac{0.06366 m}{2}\right)} \times \frac{1 rev}{2\pi} = 5 rpm$$

→ El $d_2 = 6.366 cm$ es el diámetro del rodillo cortador incluyendo el perfil que corta la tortilla.

2.1.2. Longitud de los rodillos laminadores.

Como opción de diseño se escogerá una longitud de 30 cm para los rodillos laminadores debido a que el diámetro máximo de la tortilla es de 18 cm con opción de variarlo hasta aproximadamente 25 cm cambiando el tamaño del rodillo cortador.

2.1.3. Carga en los rodillos laminadores.

Las cargas a las que se encuentran sometidos los rodillos laminadores son tanto de compresión como corte, que dependen directamente de la presión de amasado. La presión de amasado es un valor que no representa condición alguna de falla para los rodillos, razón por la cual no es motivo de análisis en este proyecto.

2.2. Cálculo de la potencia de la máquina.

2.2.1. Potencia requerida para mover los rodillos y vencer la resistencia de la masa.

Para calcular la potencia para mover los rodillos se necesitarán los siguientes datos:

- Velocidad del rodillo $W_1 = 2 rpm$
- Longitud de rodillos $L = 30cm$

- Diámetro del rodillo $d_1 = 15.9 \text{ cm}$
- Paso entre rodillos $h_0 = 0.4 \text{ cm}$
- Presión de amasado $P=1.2 \text{ kg/cm}^2$ ⁹

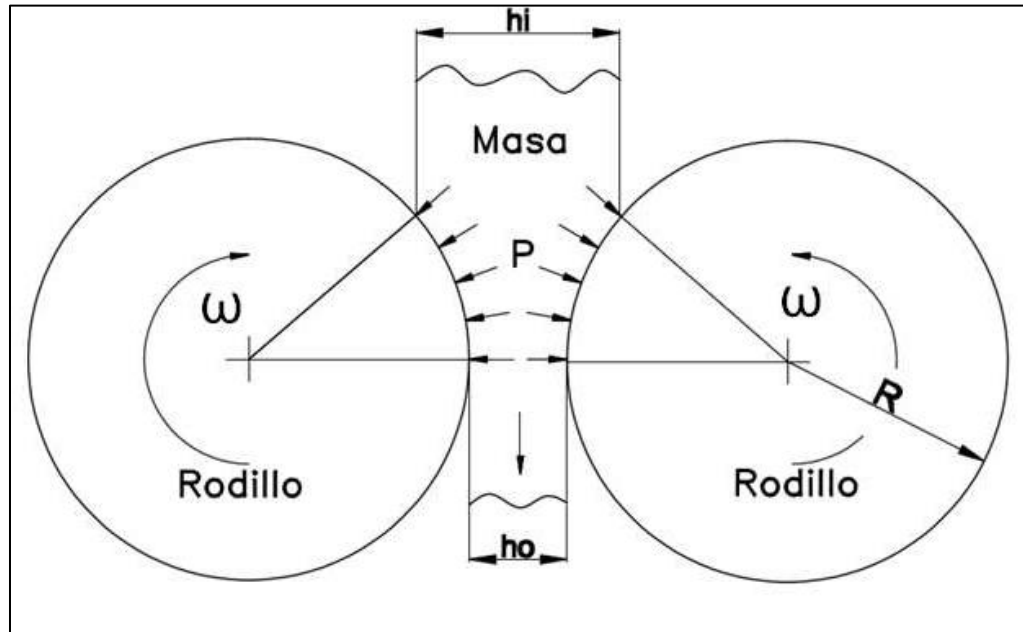


Figura 11 Laminación masa por los rodillos (fuente propia).

En la figura 11 se representa el paso de la masa a través de los rodillos, las magnitudes indicadas en esta figura son:

h_i = Separación de los rodillos en la entrada de la masa.

h_o = Separación de los rodillos en la salida de la masa.

R = Radio del rodillo

P = Presión de amasado.

En la figura 12 se representa la proyección de la distribución de presión en uno de los rodillos.

⁹ COYAGO R.; "Estudio de las características físico-químicas, funcionales y reológicas de las masas de banano seda y plátano dominico y barraganete"; "Proyecto de titulación previo a la obtención al título de ingeniería química, pág. 73

En donde:

A_{ABCD} : Área proyectada, con longitud X y ancho Y .

F = Fuerza resultante de la presión.

m = Posición del centro de gravedad respecto al centro del rodillo y posición de la resultante de la presión.

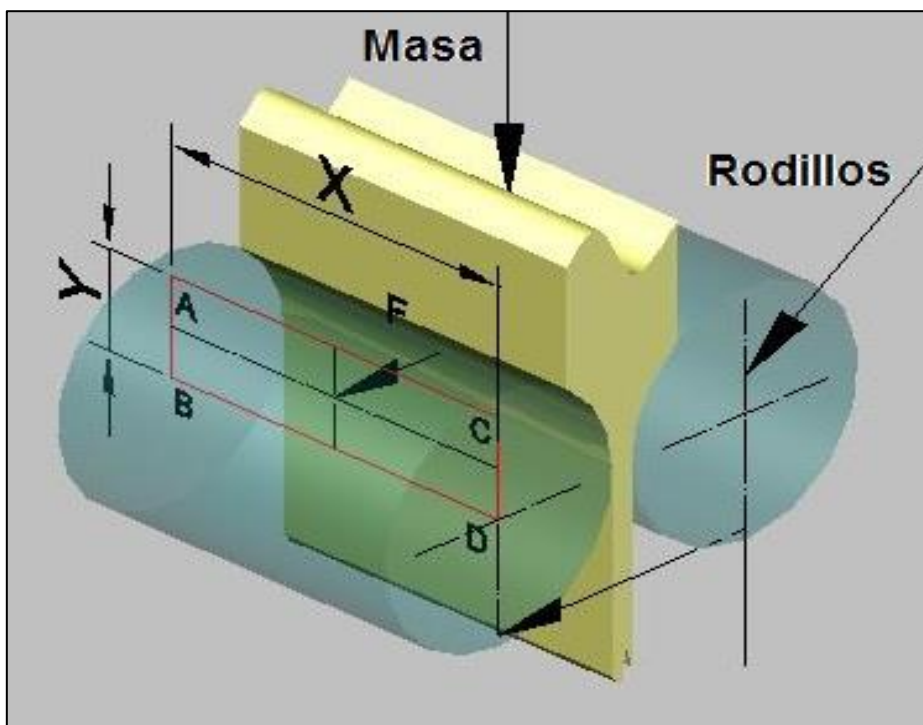


Figura 12 Proyección de la presión de amasado (fuente propia).

$$m = \frac{Y}{2}$$

El área proyectada de calcula como:

$$\Delta_{ABCD} = X \cdot Y$$

Dónde:

X = Longitud del rodillo 0.3 m

Y = Ancho del área proyectada en el rodillo

$$Y = \sqrt{R(h_1 - h_0)}; R = \frac{0.159 \text{ m}}{2}$$

$$Y = 7.95 \text{ cm}$$

$$h_1 = 5 \text{ cm}$$

$$h_0 = 0.4 \text{ cm}$$

$$Y = \sqrt{7.95(5 - 0.4)} = 6.05 \text{ cm}$$

Por lo tanto se tiene:

$$A_{ABCD} = 30 \text{ cm} \times 6.05 \text{ cm} = 181.5 \text{ cm}^2$$

La fuerza resultante de la presión, es igual al producto de la presión por el área proyectada:

$$F = P \times A_{ABCD} = 1.2 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \times 181.5 \text{ cm}^2 = 217.8 \text{ kgf}$$

Esta resultante provoca un torque de:

$$T_r = F \times m \quad ; m = \frac{Y}{2} \rightarrow T_r = F \times \frac{Y}{2}$$

$$T_r = 217.8 \text{ kgf} \times \frac{6.05}{2} \text{ cm} = 658.85 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

$$T_r = 658.85 \text{ kgf} \cdot \text{cm} \left(\frac{9.8 \text{ N}}{1 \text{ Kgf}} \right) \left(\frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \right) = 64.57 \text{ N} \cdot \text{m}$$

La potencia que se consume en cada rodillo es.

$$P = T_r \times \omega_1$$

$$P = (658.85 \text{ kgf} - \text{cm})(2 \text{ rpm}) \left(\frac{9.8 \text{ N}}{\text{kgf}} \right) \left(\frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \right) \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \right) \left(\frac{1 \text{ hp}}{746 \text{ w}} \right) \left(\frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \right)$$

$$P = 0.0181 \text{ hp}$$

La potencia necesaria en los rodillos es:

$$P_{rs} = 2 \times P = 2(0.0181 \text{ hp}) = 0.0362 \text{ hp}$$

2.2.2. Potencia para accionar la banda transportadora.

La potencia requerida para la banda transportadora depende de:

-La fuerza necesaria para mover la banda vacía y los componentes que giran alrededor de ella.

-La fuerza necesaria para desplazar la carga horizontalmente dentro del sistema.

-La fuerza necesaria para desplazar la carga verticalmente.

Para hallar estas fuerzas, es necesario establecer los parámetros de diseño y selección de toda la banda transportadora como son:

Material a transportar.

El material que va a ser transportado establece la razón de ser de la banda, aunque la tortilla no sea un material abrasivo, es muy importante, ya que es un producto para consumo humano, por lo que este parámetro influye directamente en la selección del material de la banda.

→ La banda seleccionada en este proyecto lleva un recubrimiento de PVC por tratarse de alimento, banda modelo NAB – 8EIWV¹⁰.

¹⁰ Ver Anexo IV-1, catálogo de banda alimenticia HABASIT

Las características principales del material que se deben considerar para el diseño son:

- El peso específico, cuyo valor promedio es de $750 \text{ kg} / \text{m}^3$
- Máximo tamaño del material, este valor se precisa para hallar el ancho de la banda. Este valor corresponde al ancho de la tortilla que es de 18 cm, por lo que se selecciona un ancho de banda de 30 cm como el de los rodillos.

Trayectoria de la banda transportadora.

- Línea recta.
- La longitud tomada de los centros de los rodillos se considerará 30 cm (opción de diseño).

Velocidad de la banda.

La banda debe moverse a una velocidad igual a la velocidad que se produce la tortilla, como ya fue calculada anteriormente esta velocidad es de:

$$V = 1 \text{ m}/\text{min}$$

Capacidad requerida.

Para calcular la capacidad requerida, es necesario calcular antes el peso de una tortilla.

$$\delta = 750 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$W_{\text{tortilla}} = 750 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0.25\pi \times (0.18 \text{ m})^2 \times (0.004\text{m}) = 0.07634 \text{ kgf}$$

$$Q_r = 300 \frac{\text{tortillas}}{\text{hr}} \times \frac{0.07634 \text{ kgf}}{\text{tortilla}} \times \frac{1\text{ton}}{1000\text{kgf}} = 0.0229 \text{ ton}/\text{hr}$$

Capacidad máxima de transporte.

Es la capacidad volumétrica de la banda transportadora, está determinada por el área transversal de la carga que puede ser apilada encima de la banda sin ocasionar derrame del material excesivo en los puntos de carga o subsecuentemente debido a pequeñas ondulaciones de la banda a su paso sobre los rodillos. El área es afectada por la granulometría del material, su contenido de humedad y la forma de las partículas.

Debido a que resulta usualmente impráctico evaluar cada uno de estos factores específicamente para predecir sus efectos sobre el área de la sección transversal de la carga, a continuación se presenta una ecuación aceptable para cualquier combinación de las condiciones anteriormente mencionadas.

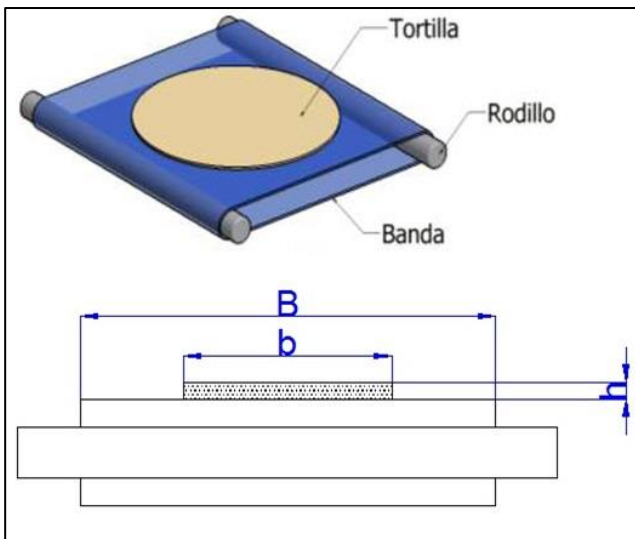


Figura 13 Área transversal de la tortilla (fuente propia).

Calculamos el área que la tortilla, así sabremos el sobre dimensionamiento que le daremos a la banda transportadora.

$$A = b \times h$$

$$A = 0.18m \times 0.004m$$

$$A = 7.2 \times 10^{-4} m^2$$

A continuación, la capacidad volumétrica de carga de la banda transportadora, conocida el área de la sección transversal del material y la velocidad de transporte puede ser calculada de la siguiente manera:

$$Q_V = A \times v = 7.2 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \times \frac{1 \text{ m}}{\text{min}} \times \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hr}}$$

$$Q_V = 0.0432 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

La capacidad de transporte en toneladas por hora se obtiene multiplicando por el peso específico del material transportado:

$$Q_t = Q_V \times \delta = \frac{0.0432 \text{ m}^3}{\text{hr}} \times \frac{750 \text{ kg}}{\text{m}^3} \times \frac{1 \text{ ton}}{1000 \text{ kgf}}$$

$$Q_t = 0.0324 \text{ ton/hr}$$

2.2.2.1. Fuerza necesaria para mover la banda y sus componentes en vacío y sus componentes.

Como su nombre lo indica es la fuerza necesaria para mover la banda y sus componentes que giran, sin carga alguna y es calculada de la siguiente manera.

Dónde:

F_1 =Fuerza para mover la banda en vacío [N].

C =Factor de fricción por longitud de banda.

f =Factor de fricción de las partes móviles.

L =Longitud de la banda [m].

G =Peso de las partes móviles [Kg/m].

g =Aceleración de la gravedad [9.81 m/s²].

$$F_1 = Cx Fx Lx Gx g$$

El factor de fricción de las fuerzas mencionadas se debe al contacto generado por el peso de la banda, peso de las partes móviles entre otros. Para este valor que varía en función del tipo de rodillos, el diseño de forma y el mantenimiento del sistema, se presenta una tabla para diferentes condiciones de trabajo, el valor tomado de esa tabla es el de 0.02.

CONDICIÓN	f
Buenos transportadores con rodillos de marcha suave y Pequeña fricción interna en el material	0.017
Valor estándar para bandas transportadoras con ambiente normal de trabajo.	0.02
Para condiciones de marcha desfavorables operación polvosa, sobrecargas periódicas.	0.023-0.030
Transportadores descendentes que requieren frenado por mediodo motor.	0.012

Tabla 1 Coeficiente de fricción de las partes giratorias (ROULUNDS, catálogo de bandas transportadoras).

El coeficiente de fricción C se relaciona con la longitud de la banda mediante la siguiente ecuación:

$$C = 15.9 \times L^{-0.61} + 0.77; \quad \text{donde } L = 0.3m$$

$$C = 15.9 \times 0.3^{-0.61} + 0.77$$

$$C = 33.91$$

Para calcular el peso de las partes móviles G , se utilizara la siguiente ecuación:

$$G = 2G_b + \frac{G_{ro}}{\delta}$$

En donde:

G = Peso de las partes móviles [kg/m]

G_b = Peso de la banda $0.45 kg/m$ ($2mm$ espesor y $\delta_b = 1.45 gr/cm^3$)

G_{ro} = Peso de los rodillos $0.5 kg$

δ = Separación entre los rodillos $0.3m$

$$G = 2 \times 0.45 kg/m + \frac{0.5 kg}{0.3m} = 2.57 kg/m$$

Reemplazando estos valores en la ecuación de la fuerza se tiene:

$$F_1 = C \times f \times L \times G \times g$$

$$F_1 = 33.91 \times 0.02 \times 0.3 m \times 2.57 kg/m \times 9.81 m/s^2$$

$$F_1 = 5.13 N$$

2.2.2.2. Fuerza necesaria para desplazar horizontalmente la carga

Es la fuerza para vencer la inercia de la tortilla y poderla transportar horizontalmente entre los dos puntos de su banda. La ecuación que permite calcular esta fuerza es:

$$F_2 = \left[\frac{CxfxLxQ_t}{3.6xU} \right] xg$$

Dónde:

F_2 = Fuerza para desplazar la carga [N]

C = Factor de fricción por longitud de banda.

f = Factor de fricción de las partes móviles.

L = Longitud de la banda [m].

Q_t = Capacidad máxima de transporte [ton/hr]

g = Aceleración de la gravedad [$9.81 m/s^2$]

$U = \text{Velocidad de la banda [m/s]}$

$$F_2 = \left[\frac{33.91 \times 0.02 \times 0.3 \times 0.0324}{3.6 \times 0.01667} \right] \times 9.81 \times \cos 19.47$$

$$F_2 = 1.01824 \text{ N}$$

2.2.2.3. Fuerza necesaria para desplazar la carga verticalmente.

Para calcular la fuerza que se necesita para desplazar la carga verticalmente se utilizara la siguiente ecuación, en donde H es positiva si desciende y negativa en caso contrario.

$$F_3 = - \left[\frac{H Q_t}{3.6 \times U} \right] \times g$$

$$F_3 = - \frac{0.1 \times 0.0324}{3.6 \times 0.01667} \times 9.81$$

$$F_3 = -0.5246 \text{ N}$$

Potencia requerida para mover la banda.

$$P_B = (F_1 + F_2 + F_3) \times V$$

$$P_B = (5.13 + 1.01824 - 0.5296) \text{ N} \times (0.01667 \text{ m/seg})$$

$$P_B = 0.0937 \text{ w}$$

$$P_B = 1.255 \times 10^{-4} \text{ hp}$$

La potencia necesaria para la banda como se puede observar es un valor muy pequeño y esto se debe principalmente a que es una banda transportadora de pequeña longitud y que la tortilla no es una carga representativa sobre ésta.

2.2.3. Potencia total teórica requerida.

Una vez obtenidas las potencias tanto para los rodillos laminadores, así como para la banda transportadora, se procede a calcular la potencia total teórica requerida para la máquina para la elaboración de tortillas.

$$P_t = P_{rs} + P_B$$

$$P_t = 0.0362\text{hp} + 1.255 \times 10^{-4}\text{hp}$$

$$P_t = 0.0363\text{hp}$$

2.2.3.1. Potencia real incluyendo perdidas de transmisión y eficiencia del motorreductor.

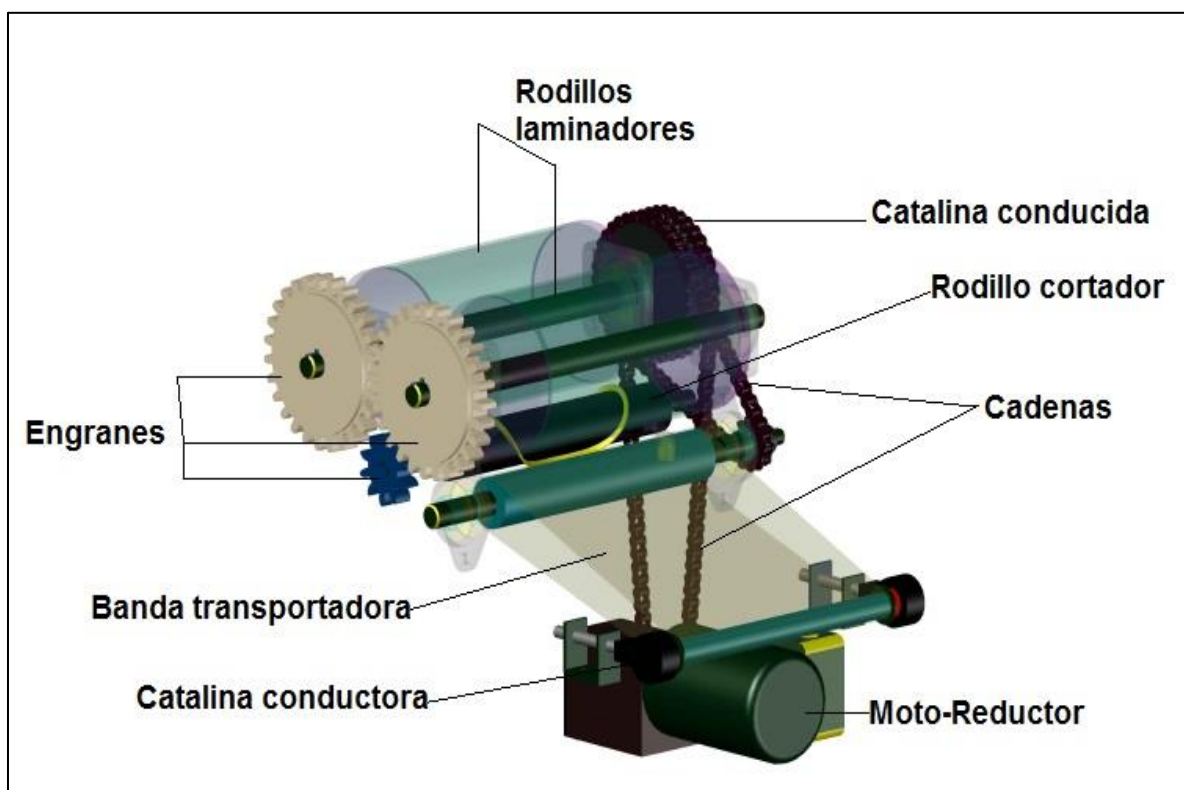


Figura 14 Transmisión de potencia desde el moto-reductor (Fuente propia).

Calculado el valor teórico se puede calcular la potencia real del motor ya que solo se ha considerado la potencia requerida por el sistema, pero no las pérdidas ocasionadas en la transmisión y la eficiencia del motor.

$$P_{real} = \frac{P_t}{n_{motor} \times n_{mec}}$$

Dónde:

$n_{motor} = 95\% =$ Eficiencia del motor eléctrico

$n_{motoreductor} = 50\% =$ Eficiencia del motorreductor 100:1 o mayor

$n_{t cadena} = 93\% =$ Eficiencia por transmisión por cadena

$$P_{real} = \frac{0.0363 \text{ hp}}{0.95 \times 0.5 \times 0.93^2} = 0.088 \text{ hp} \cong 65.65 \text{ w.}$$

→ Seleccionar motorreductor GC25280 fabricado por Baldor que proporciona 1/8 hp = 0.125 hp.¹¹

2.3. Diseño de la transmisión por engranajes.

2.3.1. Transmisión entre rodillos laminadores.

Según los cálculos realizados anteriormente, estos engranajes recibirán una potencia de accionamiento de 0.0434 hp~32.4w (descontando las pérdidas de transmisión), giraran a una velocidad angular de 2 rpm y una relación 1:1.

Como primer paso para el diseño se determinarán las propiedades geométricas del par de engranajes.

¹¹ Ver Anexo IV-3. Motorreductor Baldor GC25280

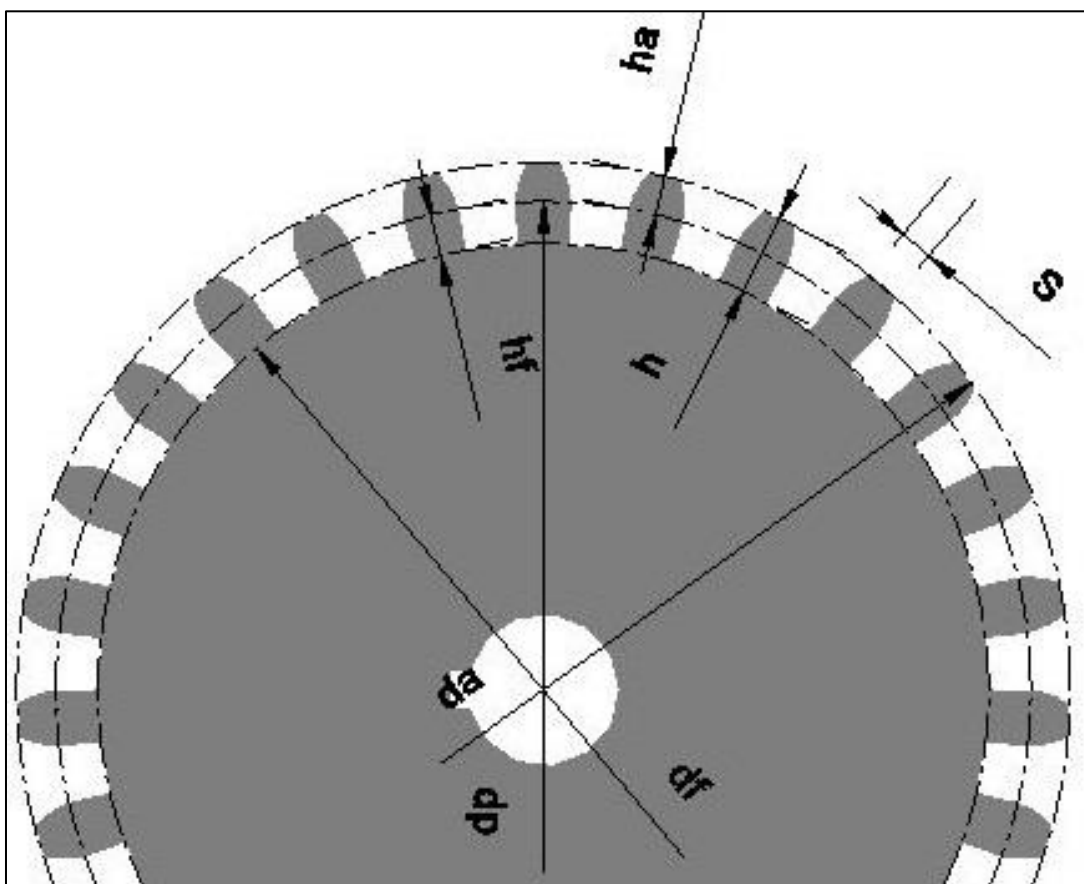


Figura 15 Propiedades geométricas de los engranes (Fuente propia).

$$\text{Modulo} = m = \frac{D_p}{z}$$

$$\text{Espesor del diente} = S = \frac{P}{2}$$

$$\text{Altura del diente} = h_a = m$$

$$\text{Altura del pie} = h_f = 1.25 m$$

$$h = h_a + h_f = \text{altura total}$$

De la tabla 2 se selecciona un $m=6$.

Módulos normalizados		
Módulo (mm)	P_d equivalente	P_d normalizado más cercano (dientes/pulg)
0.3	84.667	80
0.4	63.500	64
0.5	50.800	48
0.8	31.750	32
1	25.400	24
1.25	20.320	20
1.5	16.933	16
2	12.700	12
2.5	10.160	10
3	8.466	8
4	6.350	6
5	5.080	5
6	4.233	4
8	3.175	3
10	2.540	2.5
12	2.117	2
16	1.587	1.5
20	1.270	1.25
25	1.016	1

Tabla 2 Módulos normalizados (Mott, 2006, pág. 313).

Como se han seleccionado tubos de 15.9 cm de diámetro para los rodillos laminadores y con una separación de 0.4 cm que es el espesor de la tortilla, con estos datos se puede determinar el diámetro de paso requerido para los engranes.

$$D_p = 15.9 + 2(0.2) = 16.3 \text{ cm}$$

$$\text{Si } m = 6 \text{ mm}$$

$$Z = \frac{163 \text{ mm}}{6 \text{ mm}} \approx 27 \text{ dientes}$$

$$P = m \times \pi = 6\pi = 18.85 \text{ mm}$$

$$S = \frac{P}{2} = 9.42 \text{ mm}$$

$$h_a = 6 \text{ mm}$$

$$h_f = 1.25 \times 6 = 7.5 \text{ mm}$$

$$h_t = 6 + 7.5 = 13.5 \text{ mm}$$

$$D_p = mz = 6 \times 27 = 162 \text{ mm}$$

Para el cálculo del ancho de cara del diente (F) en el Mott se recomienda un valor nominal de $F=12 \cdot m = 12 \times 6 = 72 \text{ mm}$, pero en este caso como se trata de diseñar una máquina compacta se seleccionó $F=20 \text{ mm}$, de los cálculos que se realizaran posteriormente se verá si cumple con los requerimientos de resistencia y se decidirá si cambiarlo o no.

Para el análisis de resistencia de los engranes se tomarán en cuenta los siguientes criterios o modos de falla y así seleccionar el material adecuado.

→ Selección del material de acuerdo con el esfuerzo flexionante S_t .

→ Selección del material con base del esfuerzo de contacto S_c .

2.3.1.1. Selección del material con base al esfuerzo flexionante.

De la tabla 3 se selecciona el número de calidad Q_V igual a 4 para una aplicación de accionamiento de tambor.

Numeros de calidad AGMA recomendados			
Aplicación	Número de calidad	Aplicación	Numero de calidad
Accionamiento de tambor			
mezclador de cemento	3-5	Taladro pequeño	7-9
Horno de cemento	5-6	Lavadora de ropa	8-10
Impulsores de laminadoras de acero	5-6	Prensa de impresión	9-11
Cosechadora de granos	5-7	Mecanismo de cómputo	10-11
Grúas	5-7	Transmisión automotriz	10-11
Prensas de punzonado	5-7	Accionamiento de antena de radar	10-12
Transportador de mina	5-7	Accionamiento de propulsión marina	10-12
Máquina para fabricar cajas de papel	6-8	Accionamiento de motor de avión	10-13
Mecanismo de medidores de gas	7-9	Giroscopio	12-14
Accionamientos de máquinas herramienta y de otros Sistemas mecánicos de alta calidad			
Velocidad de la línea de paso (pies/min)	Número de calidad	Velocidad de la línea de paso	
0-800	6-8	0-4	
800-2000	8-10	4-11	
2000-4000	10-12	11-22	
Más de 4000	12-14	Más de 22	

Tabla 3 Números de calidad AGMA recomendados (Mott, 2006, pág. 378)

Para este diseño se decidió utilizar engranes de involuta de 20° profundidad total y engranajes sólidos.

Se empleará la siguiente ecuación para calcular el esfuerzo esperado.

$$\delta_t = \frac{W_t}{FJm} \times K_0 K_s K_m K_B K_V$$

En donde:

W_t = Fuerza tangencial.

m = Modulo métrico.

F = Ancho de cara del diente.

J = Factor de geometría.

K_0 = Factor de sobrecarga para resistencia flexionante.

K_s = Factor de tamaño para la resistencia flexionante.

K_m = Factor de distribución de carga para la resistencia flexionante.

K_B = Factor de espesor de orilla.

K_V = Factor dinámico para la resistencia flexionante.

Para calcular la fuerza tangencial W_t se necesita la velocidad tangencial V_t que es la velocidad de la línea de paso, esto es:

$$V_t = W \frac{D_p}{2} = 2 \text{rpm} \times \frac{16.2 \text{ cm}}{2} \times \frac{2\pi \text{rad}}{1 \text{ rev}} = 102.10 \text{ cm/min}$$

$$V_t = 1.0210 \text{ cm/min} = 0.01701 \text{ m/s}$$

La carga transmitida W_t , se calcula descontando a la potencia del motor las perdidas por las demás transmisiones y el motor mismo y también restando la potencia necesaria para mover un laminador, ya que los engranes se colocan en el extremo contrario de donde se recibe la potencia.

$$W_t = \frac{P_T n_{motor} n_{reductor} n_{t.cadena} - P_{laminador}}{V_t}$$

$$W_t = \frac{93.25 \times 0.95 \times 0.5 \times 0.93 - (0.0181 \times 746)}{0.01701} = 1627.9 \text{ N}$$

De la figura 16 se obtiene el factor de geometría J con N=27 por tanto se observa que J=0.35

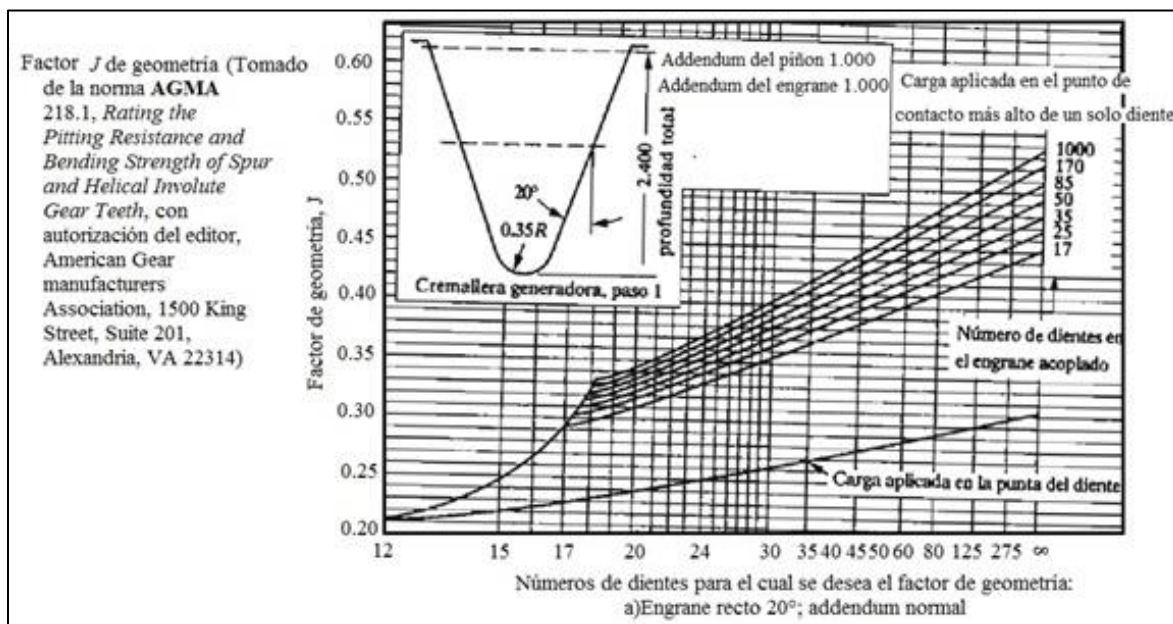


Figura 16 Factor de geometría J, a) Engranaje recto 20°: addendum normal (Mott, 2006, pág. 387).

El factor de sobrecarga se obtiene de la tabla 4, para fuente de potencia uniforme (motor eléctrico) que impulsa rodillos laminadores de choque uniforme, $K_0 = 1$ es un valor razonable.

Factores de sobrecarga Sugeridos, K_O				
Fuente de potencia	Máquina impulsada			
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

Tabla 4 Factores de sobrecarga sugeridos (Mott, 2006, pág. 389)

El factor de tamaño $K_s = 1.05$ ya que $m = 6$

Factores de tamaño sugeridos, K_s		
Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

Tabla 5 Factores de tamaños sugeridos (Mott, 2006, pág. 391).

El factor de distribución de carga K_m se calcula con la siguiente ecuación para transmisiones de engranes cerradas. Para este diseño $F = 20$ mm y con $D_p = 162$ mm

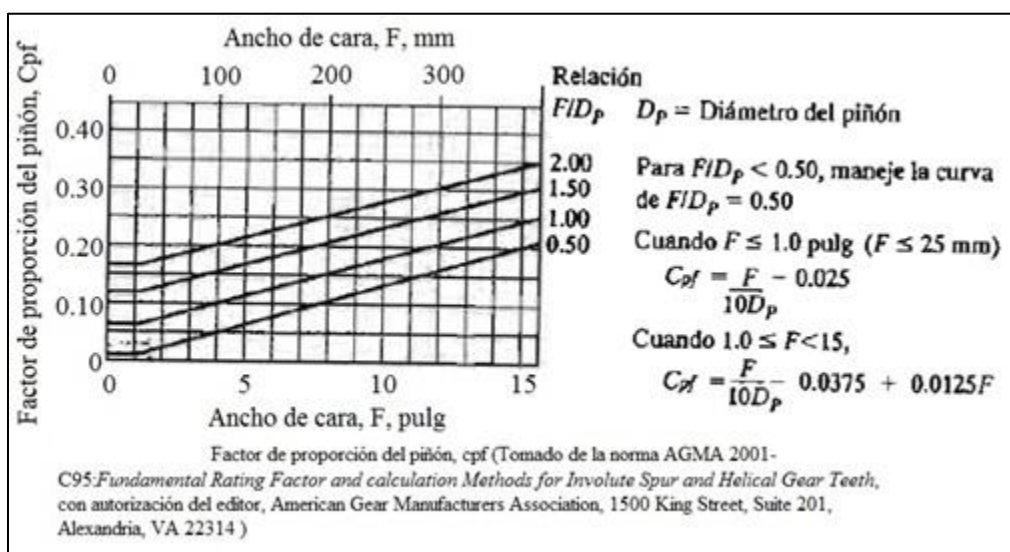


Figura 17 Factor de proporción del piñón, C_{pf} (Mott, 2006, pág. 391).

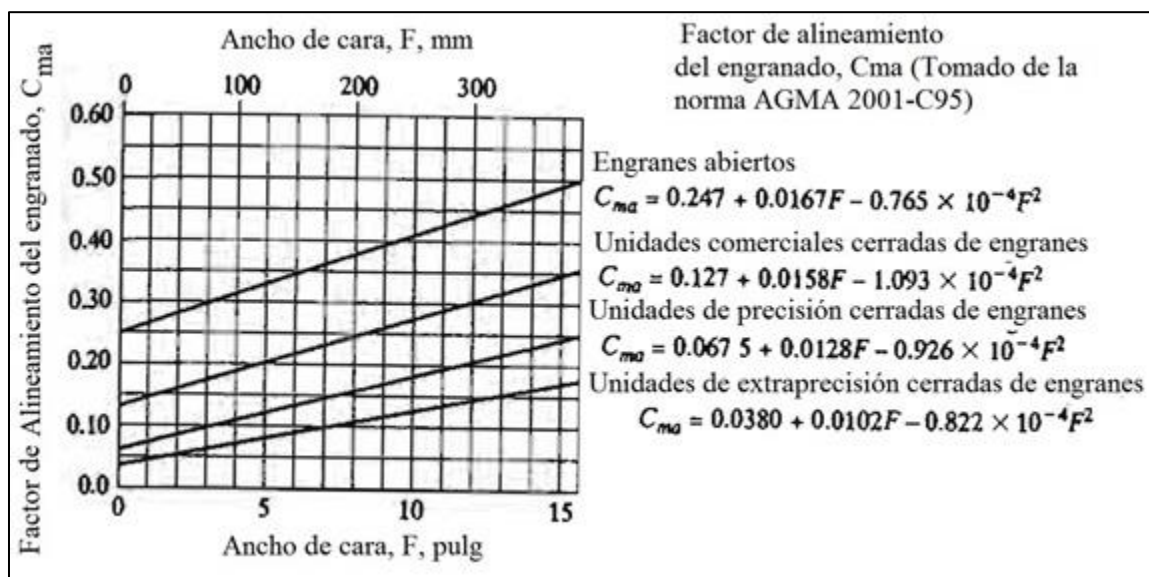


Figura 18 Factor de alineamiento del engranado, C_{ma} (Mott, 2006, pág. 391).

$$\frac{F}{D_p} = \frac{20}{162} = 0.123 \quad \therefore c_{pf} = 0, c_{ma} \approx 0.14$$

$$K_m = 1 + c_{pf} + c_{ma}$$

$$K_m = 1 + 0 + 0.14 = 1.14$$

De donde:

c_{pf} =Factor de proporción del piñón. (Ver figura 17)

c_{ma} =Factor por alineamiento de engranado. (Ver figura 18)

Se puede suponer que el factor por espesor de orilla K_B sea 1.00 porque los engranes se fabricaran a partir de modelos sólidos.

El factor dinámico $K_v = 1$ dado que la velocidad es baja ($1m/min$). Ver figura19.

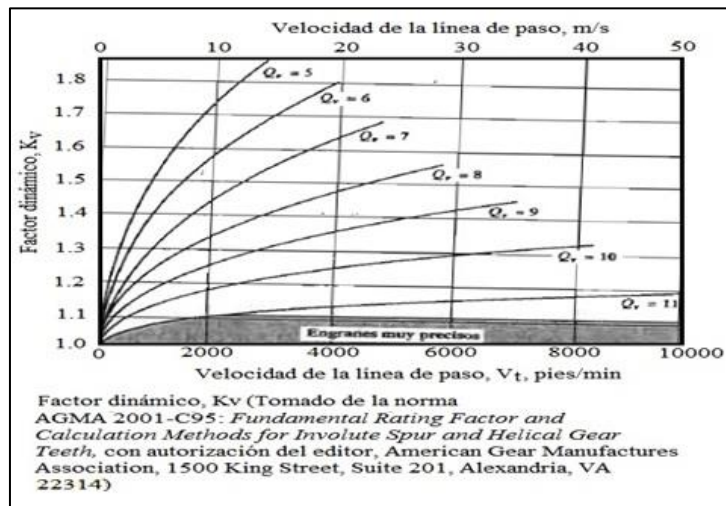


Figura 19 Factor dinámico, K_v (Mott, 2006, pág. 393)

Ahora se puede calcular el esfuerzo con la siguiente ecuación.

$$S_t = \frac{1627.9 \times 1 \times 1.05 \times 1.14 \times 1 \times 1}{20 \times 6 \times 0.35} = 46.39 \text{ Mpa}$$

De la tabla 6 se escoge como material el bronce con tratamiento térmico, con $S_{at} = 163 \text{ Mpa} > 46.39 \text{ Mpa}$ debido a su resistencia a la corrosión, buenas propiedades de desgaste y bajos coeficientes de fricción.

Designación del material	Dureza mínima en la superficie (HB)	Número de esfuerzo flexionante admisible		Número de esfuerzo de contacto admisible	
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)
Hierro colado gris, A48, tal como se coló					
Clase 20		5	35	50	345
Clase 30	174	8.5	59	65	448
Clase 40	201	13	90	75	517
Hierro dúctil (nodular) ASTM A536					
60-40-18 recocido	140	22	152	77	530
80-55-06 templado y revenido	179	22	152	77	530
100-70-03 templado y revenido	229	27	186	92	634
120-90-02 templado y revenido	269	31	214	103	710
Bronce, colado en arena $s_u \text{ mín} = 40 \text{ ksi (275 MPa)}$		5.7	39	30	207
Bronce con tratamiento térmico $s_u \text{ mín} = 90 \text{ ksi (620 MPa)}$		23.6	163	65	448

Fuente: Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314.

Tabla 6 Números de esfuerzos permisibles para engranes de acero y bronce (Mott, 2006, pág. 385).

2.3.1.2. Selección de material con base al esfuerzo de contacto.

La acción en el punto de contacto de los dientes del engrane es la de dos superficies con curvatura externa. Si los materiales del engrane fueran infinitamente rígidos, el contacto solo sería una línea.

En realidad, por elasticidad de los materiales el perfil del diente se deforma un poco y la consecuencia es que la fuerza transmitida actúa sobre un área rectangular pequeña.

El esfuerzo que resulta se llama esfuerzo de contacto definido por la siguiente ecuación:

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{W_t K_0 K_s K_m K_v}{F D_p I}}$$

En donde:

D_p = Diámetro primitivo del engranaje.

C_p = Coeficiente elástico depende del material de los engranajes que interactúan.

I = Factor de geometría que depende del ángulo de presión ϕ , la relación de engrane $m_G = N_G/N_P$ y el número de dientes del piñón, N_p se puede obtener de la figura 20.

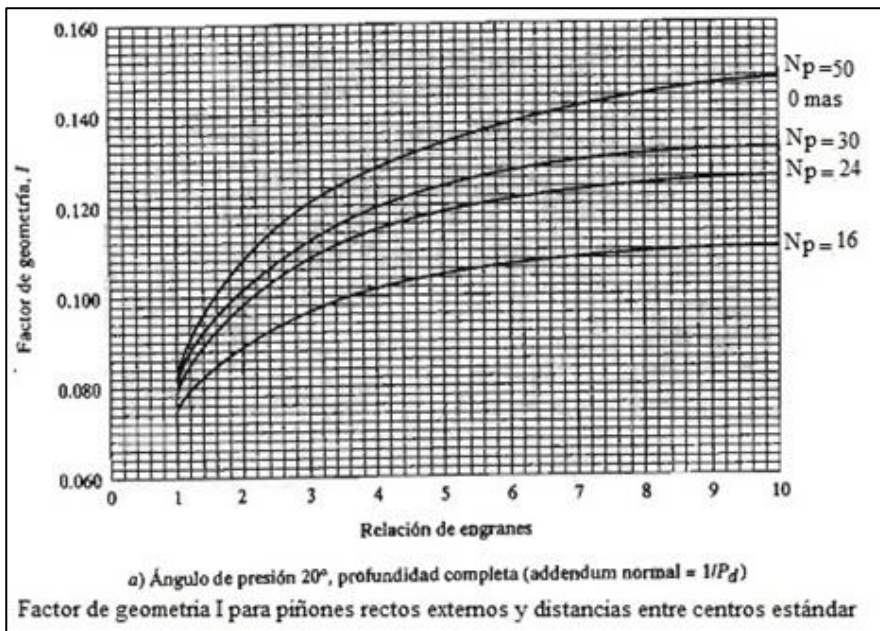


Figura 20 Factor de geometría I para piñones rectos externos y distancia entre centros estándar (Mott, 2006, pág. 402).

De los datos obtenidos en la sección anterior se tiene:

$$N = 27$$

$$F = 20 \text{ mm}$$

$$W_t = 1627.9 \text{ N}$$

$$D_p = 162 \text{ mm}$$

$$K_0 = 1$$

$$K_s = 1.05$$

$$K_m = 1.14$$

$$K_v = 1$$

Los dientes de los engranajes son de involuta de 20°, profundidad completa.

Para obtener I de la figura anterior se necesita $m_G = N_G/N_P = 1$ y para $N_P = 27$ se tiene $I = 0.08$.

En el análisis de diseño para resistencia flexionante indicaba que deben usarse dos engranes de bronce (de aluminio).

Coeficiente elástico, C_p		Material y módulo de elasticidad E_p , lb/pulg ² (MPa), del engrane					
Material del piñón	Módulo de elasticidad, E_p , lb/pulg ² (MPa)	Acero 30×10^6 (2×10^3)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^3)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^3)	Hierro colado 22×10^6 (1.5×10^3)	Bronce de aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^3)	Bronce de estaño 16×10^6 (1.1×10^3)
Acero	30×10^6 (2×10^3)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^3)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^3)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro colado	22×10^6 (1.5×10^3)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce de aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^3)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce de estaño	16×10^6 (1.1×10^3)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Fuente: Tomado de la norma AGMA 2001-C95

Tabla 7 Coeficiente elástico, C_p (Mott, 2006, pág. 400).

Entonces de la tabla 7 se ve que $C_p = 145 \text{ Mpa}$ y así el número de esfuerzo de contacto es:

$$S_c = 145 \sqrt{\frac{1627.9 \times 1 \times 1.14 \times 1.05}{20 \times 162 \times 0.08}}$$

$$S_c = 397.57 \text{ Mpa}$$

Para el diseño, este valor calculado tiene que ser menor que el número de esfuerzo de contacto admisible S_{ac} del material seleccionado $S_c < S_{ac}$ esto es de la tabla 7 y del bronce con tratamiento térmico.

$$S_{ac} = 448 \text{ Mpa} > 397.57 \text{ Mpa}$$

Por lo visto este material cumple con los dos criterios de esfuerzo y es el seleccionado para los engranes, así como el ancho de cara seleccionado $F=20$ mm.

2.3.2. Transmisión entre rodillo laminador y cortador

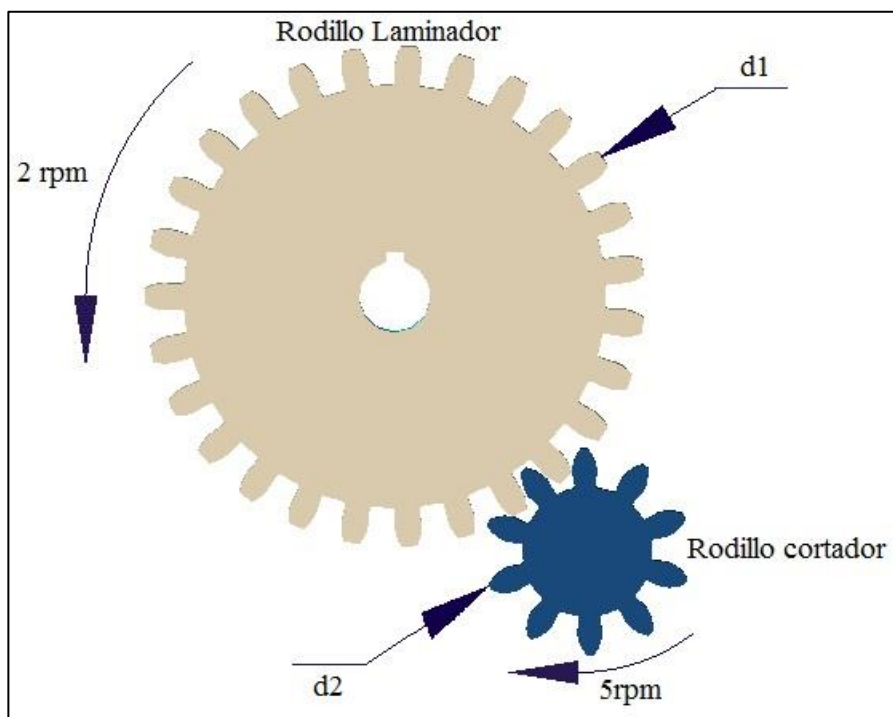


Figura 21 Transmisión entre rodillo laminador y cortador (Fuente propia).

Debido a que en esta transmisión la potencia que se requiere es baja (potencia para accionar el cortador), se ha decidido utilizar el mismo material de la transmisión anterior y así evitar realizar cálculos innecesarios ya que probablemente llevaría a seleccionar el mismo material.

En esta parte se calcularán únicamente las características geométricas de la transmisión de acuerdo a los requerimientos de diseño.

Como se puede observar en la figura 21, estos son los rodillos cortador y laminado, en este diseño de transmisión hemos decidido acoplar directamente el engrane del rodillo cortador con el laminador, por tanto de los cálculos de la transmisión anterior se obtienen los siguientes datos:

$$N_1 = 27$$

Calculando el número de dientes N_2

$$N_2 = N_1 \times \frac{n_1}{n_2} = 27 \times \frac{2}{5} = 10.8$$

$$N_2 = 10 \text{ dientes}$$

$$D_p = N_2 \times m = 6 \times 10 = 60 \text{ mm}$$

Cálculo del tamaño de los dientes.

Cómo el engranaje del cortador acoplara con el rodillo laminador, se deben de cumplir que deben de tener el mismo modulo métrico $m=6$ por lo tanto el mismo tamaño de los dientes, estos son:

$$h_a = m = 6 \text{ mm}$$

$$h_f = 1.25 \times 6 = 7.5 \text{ mm}$$

$$h_t = 13.5 \text{ mm}$$

$$F = 20 \text{ mm}$$

$$P = 6\pi = 18.8495 \text{ mm}$$

$$S = \frac{P}{2} = 9.425 \text{ mm}$$

2.4. Diseño de la transmisión por cadenas.

2.4.1 Transmisión rodillo laminador-motorreductor.

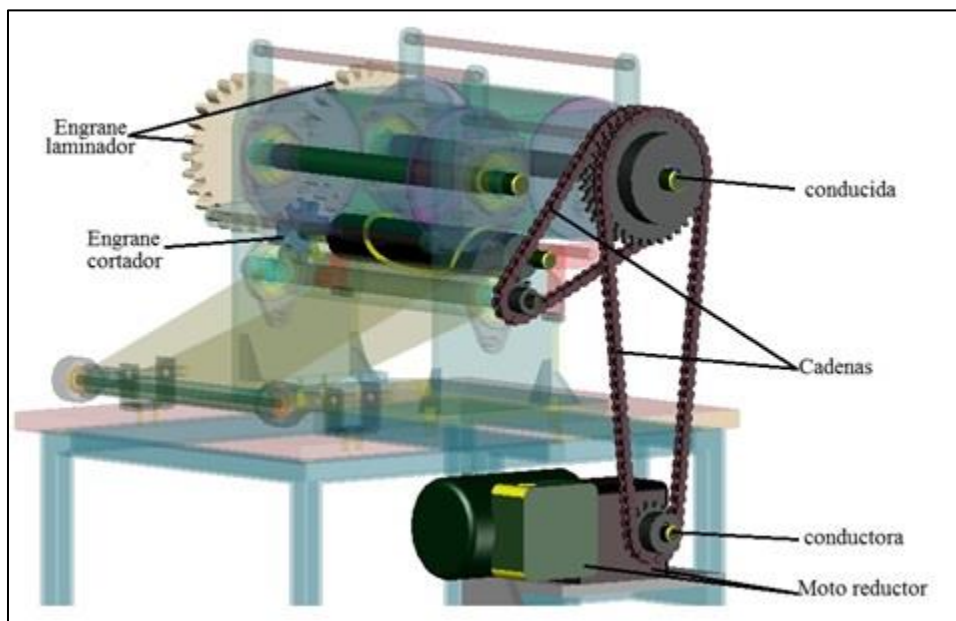


Figura 22 Transmisión rodillo-laminador (Fuente propia).

El cálculo de la transmisión está basado según los procedimientos utilizados en el libro “Diseño de elementos de máquinas Robert L. Mott.”.

Del motor seleccionado, tiene que entregar una potencia de $1/8 \text{ hp} = 0.125 \text{ hp}$ y proporciona 4.8 rpm de salida que tienen que reducirse a 2 rpm , hay que destacar que la potencia que entrega el motor hay que restarle las pérdidas por eficiencias del reductor y del mismo motor, por lo tanto se tiene:

$$P = 0.125 \times 0.95 \times 0.5 = 0.06 \text{ hp}$$

$$RPM_{ent} = 4.8$$

$$RPM_{sal} = 2$$

Factores de servicio para transmisiones por cadenas			
Tipo de carga	Tipo de impulsor		
	Impulsor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con transmisión mecánica
Uniforme (agitadores, ventiladores, transportadores con carga ligera y uniforme)	1.0	1.0	1.2
Choque moderado (máquinas herramienta, grúas, transportadores pesados, mezcladoras de alimento y molinos)	1.2	1.3	1.4
Choque pesado (prensas de troquelado, molinos de martillos, transportadores alternos, accionamientos de molino de rodillos)	1.4	1.5	1.7

Tabla 8 Factores de servicio para transmisiones por cadenas (Mott, 2006, pág. 290).

Primero se especificará un factor de servicio para calcular la potencia de diseño. De la tabla 8, con un tipo de carga uniforme e impulsor de motor eléctrico se tiene $FS=1$, potencia de diseño $=1 \times 0.06 \text{ hp} = 0.06 \text{ hp}$

Cálculo de la relación deseada

$$\text{Relación} = \frac{4.8}{2} = 2.4$$

De la tabla 9, para una sola hilera, la cadena número 40 con paso $P=1/2$ in resulta ser la más conveniente con un sprocket de 15 dientes la capacidad es de 0.08 hp a 10 rpm. A esta velocidad se requiere lubricación tipo A (lubricación manual).

Capacidades en caballos de fuerza - Cadena simple de rodillos número 40																									
Núm. de dientes	0.500 pulgadas de paso				Velocidad mínima de giro de la catarina, rev/min																				
	10	25	50	100	180	200	300	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2100	2500	3000	3500	4000	5000	6000	7000	8000	9000
11	0.06	0.14	0.27	0.52	0.91	1.00	1.48	2.42	3.34	4.25	4.70	5.60	6.49	5.57	4.66	3.70	2.85	2.17	1.72	1.41	1.01	0.77	0.61	0.50	0.00
12	0.06	0.15	0.29	0.56	0.99	1.09	1.61	2.64	3.64	4.64	5.13	6.11	7.09	6.34	5.31	4.22	3.25	2.47	1.96	1.60	1.15	0.87	0.69	0.57	0.00
13	0.07	0.16	0.31	0.61	1.07	1.19	1.75	2.86	3.95	5.02	5.56	6.62	7.68	7.15	5.99	4.76	3.66	2.79	2.21	1.81	1.29	0.98	0.78	0.00	0.00
14	0.07	0.17	0.34	0.66	1.15	1.28	1.88	3.08	4.25	5.41	5.98	7.13	8.27	7.99	6.70	5.31	4.09	3.11	2.47	2.02	1.45	1.10	0.87	0.00	0.00
15	0.08	0.19	0.36	0.70	1.24	1.37	2.02	3.30	4.55	5.80	6.41	7.64	8.86	8.86	7.43	5.89	4.54	3.45	2.74	2.24	1.60	1.22	0.97	0.00	0.00
16	0.08	0.20	0.39	0.75	1.32	1.46	2.15	3.52	4.86	6.18	6.84	8.15	9.45	9.76	8.18	6.49	5.00	3.80	3.02	2.47	1.77	1.34	0.00	0.00	0.00
17	0.09	0.21	0.41	0.80	1.40	1.55	2.29	3.74	5.16	6.57	7.27	8.66	10.04	10.69	8.96	7.11	5.48	4.17	3.31	2.71	1.94	1.47	0.00	0.00	0.00
18	0.09	0.22	0.43	0.84	1.48	1.64	2.42	3.96	5.46	6.95	7.69	9.17	10.63	11.65	9.76	7.75	5.97	4.54	3.60	2.95	2.11	1.60	0.00	0.00	0.00
19	0.10	0.24	0.46	0.89	1.57	1.73	2.56	4.18	5.77	7.34	8.12	9.66	11.22	12.64	10.59	8.40	6.47	4.92	3.91	3.20	2.29	0.09	0.00	0.00	0.00
20	0.10	0.25	0.48	0.94	1.65	1.82	2.69	4.39	6.07	7.73	8.55	10.18	11.81	13.42	11.44	9.07	6.99	5.31	4.22	3.45	2.47	0.00	0.00	0.00	0.00
21	0.11	0.26	0.51	0.98	1.73	1.91	2.83	4.61	6.37	8.11	8.98	10.69	12.40	14.10	12.30	9.76	7.52	5.72	4.54	3.71	2.65	0.00	0.00	0.00	0.00
22	0.11	0.27	0.53	1.03	1.81	2.01	2.96	4.83	6.68	8.50	9.40	11.20	12.99	14.77	13.19	10.47	8.06	6.13	4.87	3.95	2.85	0.00	0.00	0.00	0.00
23	0.12	0.28	0.56	1.08	1.90	2.10	3.10	5.05	6.98	8.89	9.83	11.71	13.58	15.44	14.10	11.19	8.62	6.55	5.20	4.26	3.05	0.00	0.00	0.00	0.00
24	0.12	0.30	0.58	1.12	1.98	2.19	3.23	5.27	7.28	9.27	10.26	12.22	14.17	16.11	15.03	11.93	9.18	6.99	5.54	4.54	0.87	0.00	0.00	0.00	0.00
25	0.13	0.31	0.60	1.17	2.06	2.28	3.36	5.49	7.59	9.66	10.69	12.73	14.76	16.78	15.98	12.68	9.76	7.43	5.89	4.82	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
26	0.13	0.32	0.63	1.22	2.14	2.37	3.50	5.71	7.89	10.04	11.11	13.24	15.35	17.45	16.95	13.45	10.36	7.88	6.25	5.12	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
28	0.14	0.35	0.67	1.31	2.31	2.55	3.77	6.15	8.50	10.82	11.97	14.26	16.53	18.79	18.94	15.03	11.57	8.80	6.99	5.72	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
30	0.15	0.37	0.72	1.41	2.47	2.74	4.04	6.59	9.11	11.59	12.82	15.28	17.71	20.14	21.01	16.67	12.84	9.76	7.75	6.34	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
32	0.16	0.40	0.77	1.50	2.64	2.92	4.31	7.03	9.71	12.38	13.68	16.30	18.89	21.48	23.14	18.37	14.14	10.76	8.54	1.41	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
35	0.18	0.43	0.84	1.64	2.88	3.19	4.71	7.69	10.62	13.52	14.96	17.82	20.67	23.49	26.30	21.01	16.17	12.30	9.76	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
40	0.21	0.50	0.96	1.87	3.30	3.65	5.38	8.79	12.14	15.45	17.10	20.37	23.62	26.85	30.06	25.67	19.76	15.03	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
45	0.23	0.56	1.08	2.11	3.71	4.10	6.08	9.89	13.66	17.39	19.24	22.92	26.57	30.20	33.82	30.63	23.58	5.53	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Tipo A: Lubricación manual o por gotero
 Tipo B: Lubricación en baño o con disco
 Tipo C: Lubricación con chorro de aceite

Fuente: American Chain Association, Naples, FL

Tabla 9 Capacidades en caballos de fuerza –cadena simple de rodillos número 40 (Mott, 2006, pág. 287).

Calculo de la cantidad de dientes de la rueda grande.

$$N_2 = N_1 \times relación = 15 \times 2.4 = 36$$

Sin embargo se selecciona 35 dientes para utilizar un solo sprocket de tres hileras como elemento común en ambas transmisiones. Como se observa en la figura 22.

Calculo de la velocidad de salida esperada.

$$n_2 = \frac{N_1}{N_2} n_1 = \frac{15}{35} \times 4.8 \text{ rpm} = 2.057 \text{ rpm} \therefore \text{Es aceptable}$$

Calculo del diámetro de paso de los sprockets.

$$D_p = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180}{N}\right)}$$

De donde:

P =Paso

N =Número de dientes.

$$D_1 = \frac{0.5 \text{ in}}{\text{sen}\left(\frac{180}{15}\right)} = 2.4 \text{ in} = 6.11 \text{ cm}$$

$$D_2 = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180}{N_2}\right)} = \frac{0.5 \text{ in}}{\text{sen}\left(\frac{180}{35}\right)} = 5.58 \text{ in} = 14.17 \text{ cm}$$

Para la distancia entre centros, probaremos con lo mínimo recomendado por el Mott. $C = 30$ pasos.

$$C = 30 \left(\frac{1}{2} \text{ in}\right) = 15 \text{ in} = 38.1 \text{ cm}.$$

La longitud de la cadena es.

$$L = 2(30) + \frac{35 + 15}{2} + \frac{(35 - 15)^2}{4\pi^2 \times 30} = 85.34 \text{ pasos}$$

Especificar la longitud total $L=86$ pasos= $86(0.5)=43$ in.

La distancia entre centros real máxima es.

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right)^2 - \left(\frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2} \right)} \right]$$

$$C = \frac{1}{4} \left[86 - \frac{35 + 15}{2} + \sqrt{\left(86 - \frac{35 + 15}{2} \right)^2 - \left(\frac{8(35 - 15)^2}{4\pi^2} \right)} \right]$$

$$C = 30.33 \text{ pasos} = 30.33(0.5in)$$

$$C = 15.166 \text{ in} = 38.52 \text{ cm}$$

El ángulo de contacto de la cadena en cada Sprocket debe ser como mínimo de 120° y se calcula con las siguientes ecuaciones:

Para el sprocket pequeño.

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1} \left(\frac{D_2 - D_1}{2c} \right)$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1} \left(\frac{5.58 - 2.4}{2 \times 15.166 \text{ in}} \right) = 167.96^\circ$$

Como es mayor que 120° , se acepta.

Para el sprocket grande.

$$\theta_1 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1} \left(\frac{D_2 - D_1}{2c} \right)$$

$$\theta_1 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1} \left(\frac{5.58 - 2.4}{2 \times 15.166} \right) = 192.03^\circ$$

Resumen de las características de esta transmisión:

- Paso: cadena número 40, ½ in de paso.
- Longitud: 86 pasos=86x0.5in=43 in.
- Distancia entre centros: C=15.166 in =38.52 cm.
- Sprockets: Hilera simple, número 40, 1/2 in de paso.
- Pequeño: 15 dientes, D=2.4 in.
- Grande: 35 dientes, D=5.58 in de hilera triple por comodidad de diseño.

2.4.2. Transmisión banda transportadora-rodillo laminador.

Debido a que la potencia de accionamiento de la banda transportadora es un valor bajo (1.255×10^{-4} hp), no es necesario el cálculo de la resistencia de esta. Por lo tanto se procederá únicamente a realizar los cálculos para determinar los tamaños adecuados de los sprockets para cumplir con los requerimientos del diseño.

Para esto son necesarias las velocidades angulares tanto de entrada como de salida. La de entrada ya fue determinada y es de 2 rpm y la de salida es necesario calcularla ya que se conocen el diámetro del tambor motriz de la banda transportadora que es de 2 pulg y la velocidad de la banda que es igual a la velocidad de producción de la tortilla $V = 1 \text{ m/min}$.

Calculo de las r.p.m. de salida.

$$D_2 = 2 \text{ in} = 5.08 \text{ cm}$$

$$V = 1 \text{ m/min}$$

$$n_2 = \frac{V}{\frac{D_2}{2}} = \frac{1 \text{ m/min}}{\frac{5.08 \text{ cm}}{2}} \left(\frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}} \right) \left(\frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}} \right) = 6.26 \text{ rpm}$$

Con estas revoluciones se calcula la relación de transmisión necesaria.

$$\text{Relación} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{6.26}{2} = 3.13$$

De la tabla 9, se selecciona un sprocket de 11 dientes con paso de ½ pulg para la rueda más pequeña de la transmisión, la cadena a utilizar es la cadena número 40 con paso de ½ pulg.

Conociendo $N_2=11$ se procede a calcular N_1 con la relación de transmisión antes calculada:

$$N_2 = N_1 \times \text{Relación} = 11 \times 3.13 = 34.43$$

De la misma tabla se selecciona $N_2=35$ dientes y nuevamente se calcula la relación de transmisión real que provocan estas ruedas.

$$\text{Relación Real} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{35}{11} = 3.18, \text{ este valor es aceptable.}$$

Cálculo del diámetro de los sprockets.

$$D = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180}{N}\right)}$$

De donde:

$$P = 0.5 \text{ Paso}$$

$$N = 11 \text{ y } 35 \text{ Número de dientes.}$$

$$D_1 = \frac{0.5}{\text{sen}\left(\frac{180}{11}\right)} = 1.77 \text{ in} = 4.5 \text{ cm}$$

$$D_2 = \frac{0.5}{\text{sen}\left(\frac{180}{35}\right)} = 5.58 \text{ in} = 4.16 \text{ cm}$$

Longitud de la cadena.

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C}$$

Para determinar la longitud de la cadena hay que revisar los planos de las tortilladoras en donde se representa la distancia entre centros requeridos para el diseño propuesto, en los cuales se pueden ver que tienen que ser de $C=20.53$ cm, como C tiene que estar expresada en pasos y $P=0.5$ in, entonces:

$$C = \frac{20.53 \text{ cm}}{0.5 \text{ in}} \times \frac{1 \text{ in}}{2.54 \text{ cm}} = 16.16 \text{ pasos}$$

Entonces:

$$L = 2(16.16) + \frac{11 + 35}{2} + \frac{(35 - 11)^2}{4\pi^2 \times 16.16} = 56.22 \cong 57 \text{ pasos}$$

Angulo de contacto de la cadena en cada rueda.

$$\theta_1 = 180 - 2\text{sen}^{-1} \left[\frac{(5.58-1.77)}{2 \times 8.08} \right] = 152.73^\circ > 120^\circ \text{ Aceptable.}$$

$$\theta_2 = 180 + 2\text{sen}^{-1} \left[\frac{(5.58-1.77)}{2 \times 8.08} \right] = 207.27^\circ$$

Resumen

Reducción simple con las siguientes características.

- Paso=Cadena número 40, 0.5 in de paso.
- Longitud=57 pasos=57(0.5)=27.5 in
- Distancias entre centros=C=8.08 in =20.53

→ De acuerdo con los datos calculados, para ambas se pueden seleccionar los elementos en el catálogo.¹²

2.5. Diseño del eje de transmisión para los rodillos laminadores.

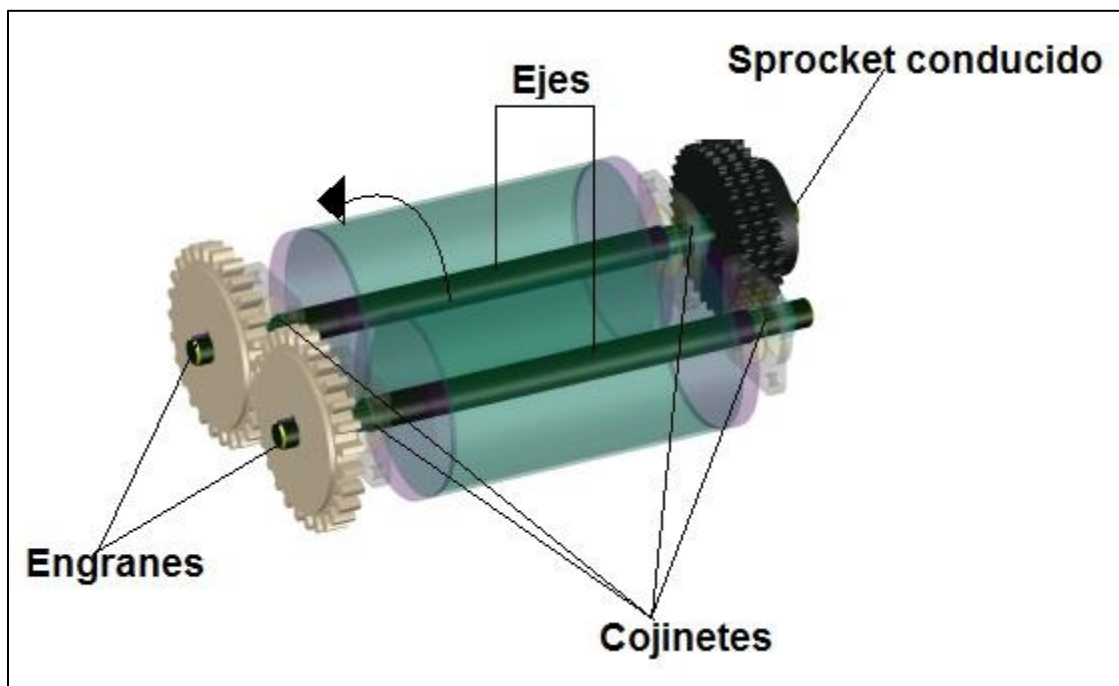


Figura 23 Elementos mecánicos en rodillos laminadores (Fuente propia).

¹² Ver Anexos IV-4 Tabla de cadena de rodillos.

2.5.1. Cálculo de la fuerza producida en cada elemento de transmisión.

Primero se procede a calcular las fuerzas que ejercen los elementos de transmisión (sprockets y engranes) para luego realizar los diagramas de momento flector y cortante.

2.5.1.1. Fuerzas producidas en los sprockets.

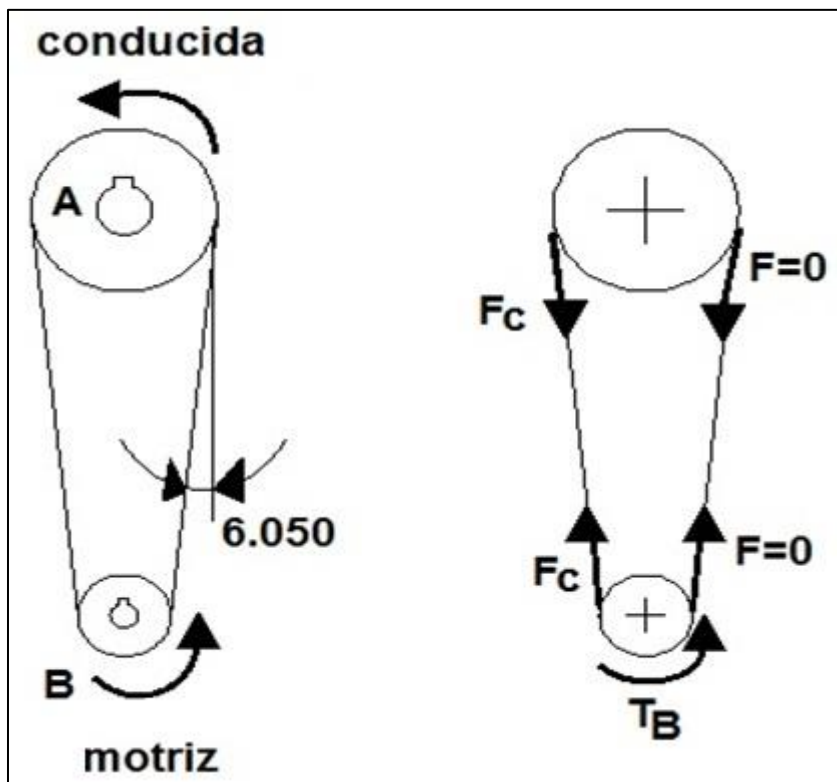


Figura 24 Fuerzas producidas en los sprockets (Fuente propia).

Con la potencia entregada por el motor descartando las pérdidas provocada por eficiencias de la transmisión, el torque se puede calcular como:

$$T_B = \frac{P n_{mec}}{W_B}$$

$$T_B = \frac{0.125 \times 746 \times 0.95 \times 0.5}{4.8 \times \frac{2\pi}{60}} = 88.12 \text{ N.m}$$

Conociendo el diámetro $d_B = 6.11 \text{ cm}$ y el par torsional calculado se tiene.

$$F_c = \frac{T_B}{\left(\frac{d_B}{2}\right)}$$

$$F_c = \frac{88.12}{\frac{0.0611}{2}}$$

$$F_c = 2884.45 \text{ N}$$

$$F_R = F_c \text{ sen } 6.05$$

$$F_R = 304.01 \text{ N}$$

$$F_t = F_c \text{ cos } 6.05$$

$$F_t = 2868.38 \text{ N}$$

2.5.1.2. Fuerzas producidas en los engranes.

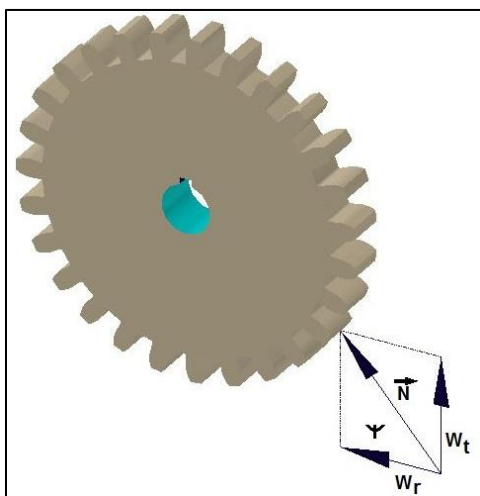


Figura 25 Fuerzas producidas en los engranes (Fuente propia).

$$W_t = 1627.9 \text{ N}$$

anteriormente)

(Calculada

$$W_r = W_t \tan \phi$$

$$W_r = 1627.9 \times \tan 20$$

$$W_r = 592.51 \text{ N}$$

$$T = W_t \times r_{paso}$$

$$T = 1627.9 \times \frac{0.162 \text{ m}}{2}$$

$$T = 131.86 \text{ N} - \text{m}$$

2.5.2. Reacciones en el eje del rodillo.

2.5.2.1. Fuerzas en el eje

Para calcular las fuerzas, se deben tomar en cuenta todas las fuerzas y torques que actúan en el eje del rodillo.

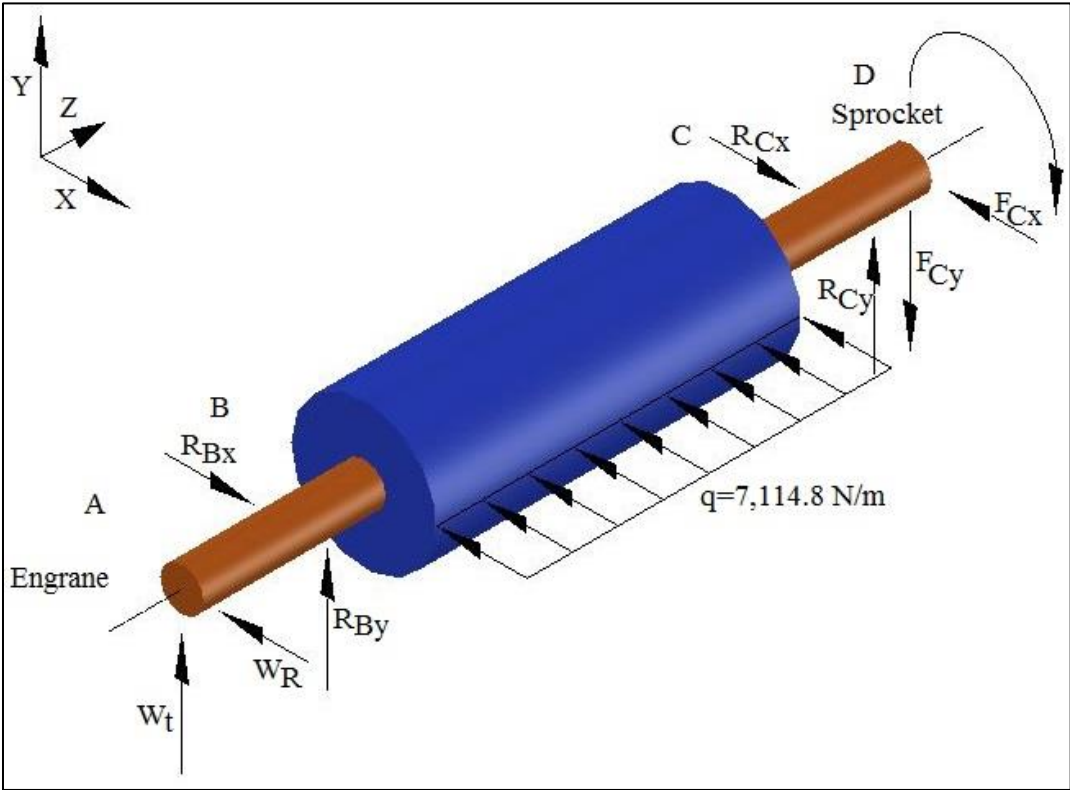


Figura 26 Fuerzas en el eje (Fuente propia).

En la figura se muestran las fuerzas que ejercen los engranes (punto A) y los sprockets (punto D). 2.5.2.2 Calculo de las reacciones en B y C provocadas por los cojinetes.

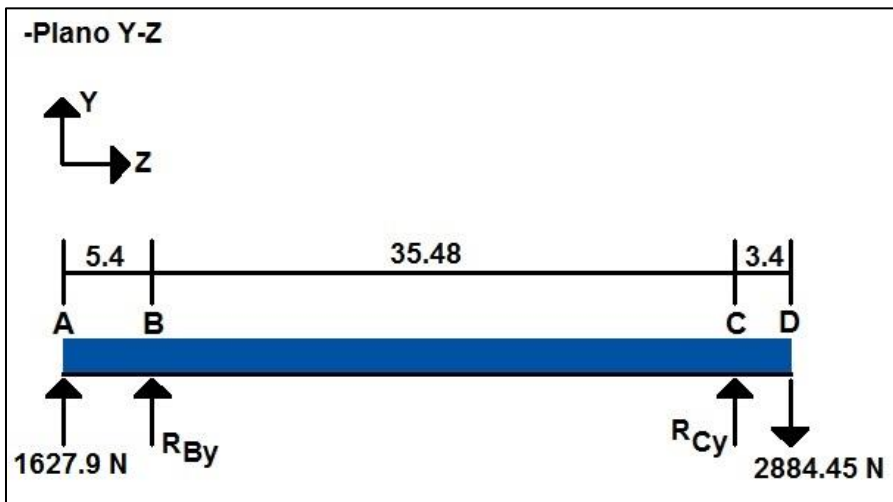


Figura 27 Reacciones plano Y-Z (Fuente propia).

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{BY} + R_{CY} = 1256.55N$$

$$\sum_{+} M_B = 0$$

$$(-5.4)(1627.9) + (35.48)(R_{CY}) - (38.88)(2884.45) = 0$$

$$R_{CY} = 3408.63 N$$

$$R_{BY} = -2152.08 N$$

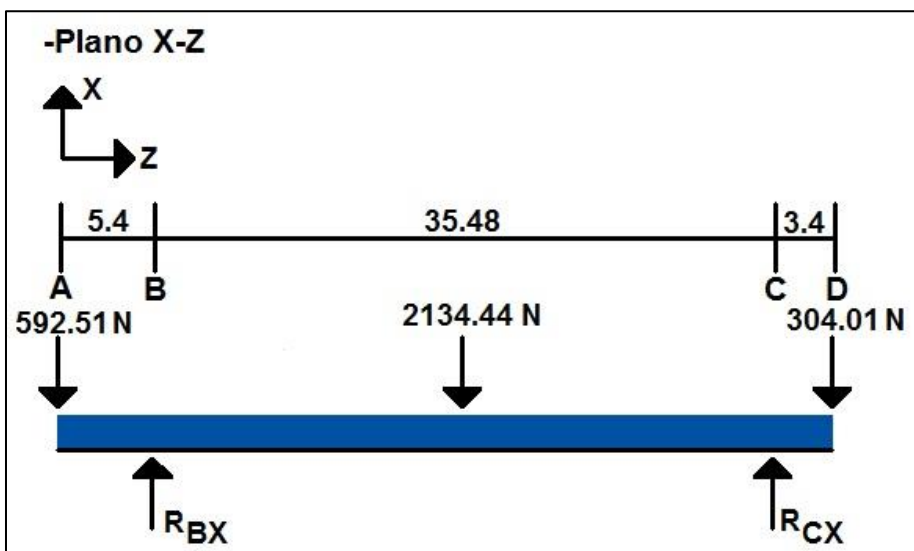


Figura 28 Plano X-Z (Fuente propia)

$$\sum F_x = 0 \quad \left| \quad \begin{aligned} &(5.4)(592.51) - (2134.44)(17.74) \\ &+ (R_{CA})(35.48) - (38.88)(304.01) = 0 \end{aligned} \right.$$

$$R_{BX} + R_{CX} = 3030.96 \text{ N} \quad \left| \quad R_{CX} = 1310.18 \text{ N} \right.$$

$$\curvearrowright_+ \sum M_B = 0 \quad \left| \quad R_{BX} = 1720.78 \text{ N} \right.$$

Por lo tanto se tiene.

Punto A.

$$W = (-592.51 i + 1627.9 j)$$

Punto B.

$$R_B = (1720.78 i - 2152.08 j)$$

Punto C.

$$R_C = (1310.18 i + 3408.63 j)$$

Punto D.

$$F_D = (-304.01 i - 2884.45 j)$$

Momentos flectores resultantes.

De los Sigüientes diagramas (figura 29), se puede observar que los puntos críticos son los puntos de apoyo B y C y un punto en el extremo del rodillo laminador (antes del punto C) llamémosle punto D.

Por lo tanto se tiene:

$$M_B = \sqrt{(M_{BX})^2 + (M_{BY})^2} = \sqrt{31.99^2 + 87.9^2} = 93.54 \text{ N.m}$$

$$M_C = \sqrt{(M_{CX})^2 + (M_{CY})^2} = \sqrt{10.335^2 + 98.07^2} = 98.61 \text{ N.m}$$

$$M_D = \sqrt{(M_{DX})^2 + (M_{DY})^2} = \sqrt{17.23^2 + 84.08^2} = 85.82 \text{ N.m}$$

Por lo visto el mayor momento flector es el que se encuentra en el punto c, por lo que es el punto crítico que sirve para el análisis.

El momento torsor que experimenta esta sección es igual al que proporciona el motor multiplicado por la relación de transmisión.

$$T_c = 88.12 \times \frac{35}{15} = 205.61 \text{ N.m}$$

Diagramas de Cortante y momento flector.

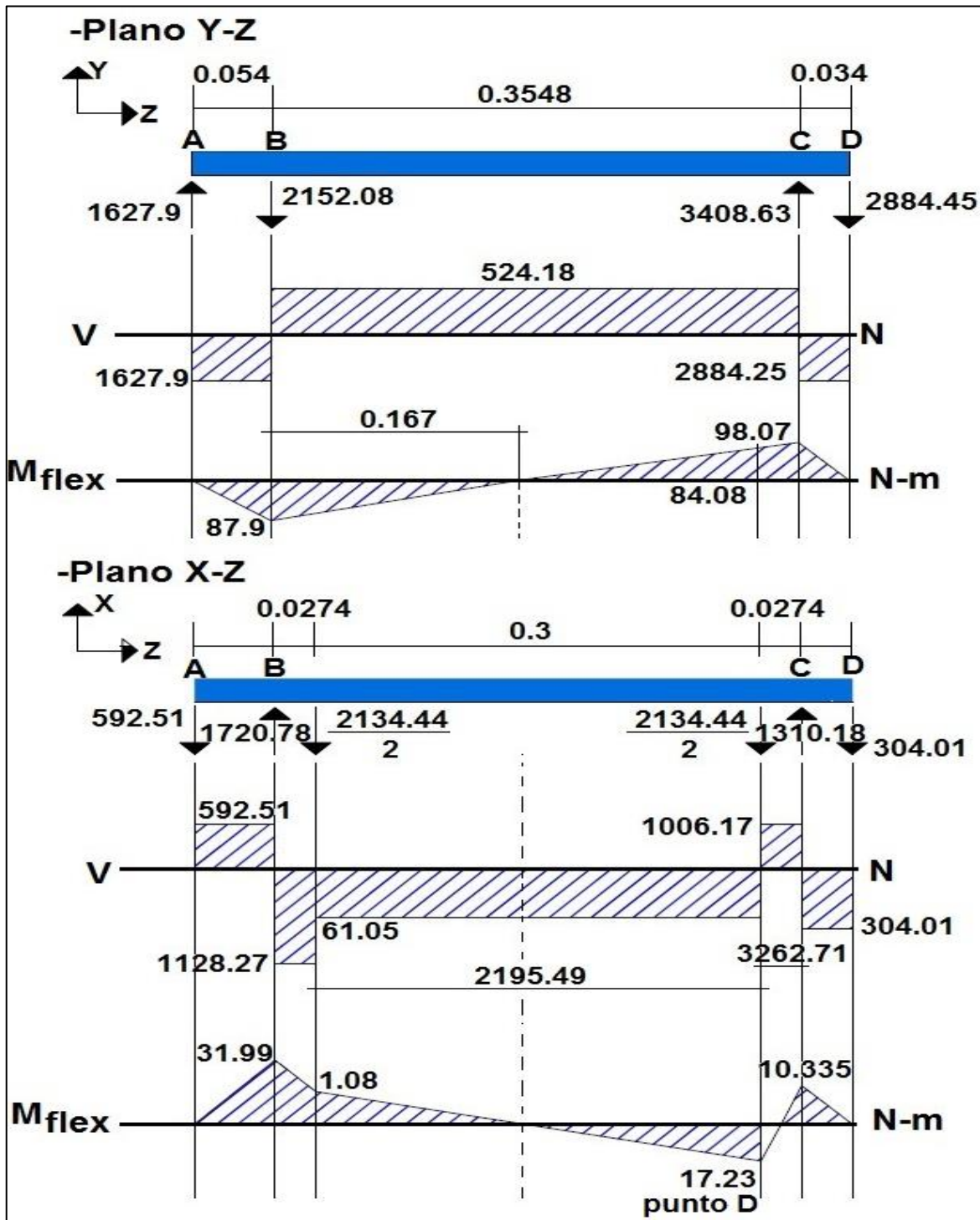


Figura 29 Diagramas de cortante y momento flector (Fuente propia).

2.5.3. Diseño estático del eje de transmisión para los rodillos laminadores (el que recibe directamente la potencia del motor).

Los esfuerzos a los que está sometido el eje son de torsión y flexión presentes en forma combinada, cuyo estado de esfuerzo del punto crítico es de la forma.

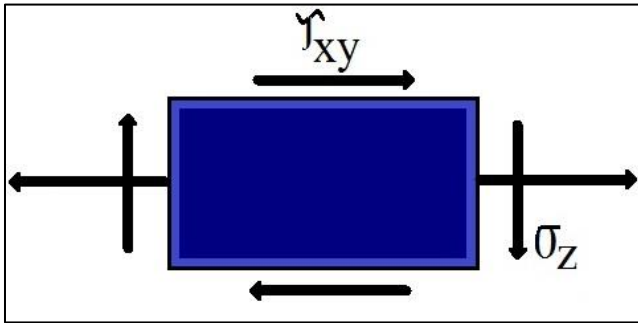


Figura 30 Diseño estático (Fuente propia).

Dónde:

M y T son los esfuerzos de flexión y torsión presentes en la sección Crítica.

$$\sigma_z = \frac{32}{\pi} \left(\frac{M}{d^3} \right)$$

$$\tau_{xy} = \frac{16}{\pi} \left(\frac{T}{d^3} \right)$$

Para este estado de esfuerzo, los esfuerzos principales pueden calcularse con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{A,B} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

Si seleccionamos un diámetro para el eje de 25mm, entonces se tiene.

$$\sigma_z = \frac{32}{\pi} \left(\frac{98.61}{0.025^3} \right) = 64.28 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16}{\pi} \left(\frac{205.61 \text{ N.m}}{0.025^3} \right) = 67.02 \text{ Mpa}$$

Los esfuerzos principales quedan como:

$$\sigma_1 = \sigma_A = 106.47 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_3 = \sigma_B = -42.188 \text{ Mpa}$$

Aplicamos la teoría de la energía de la distorsión para materiales dúctiles.

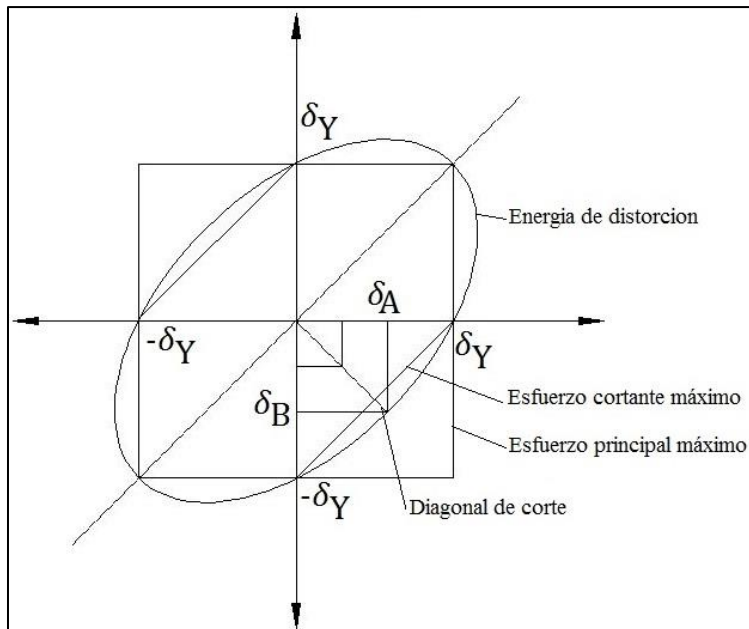


Figura 31 Teoría de la distorsión para materiales dúctiles (Fuente Propia).

Que establece que:

$$\sigma' = \frac{S_y}{N}$$

Dónde:

σ' =Esfuerzo de Von Mises.

N =Factor de seguridad.

S_y = Esfuerzo de fluencia del material

Para un estado de esfuerzo plano con $\sigma_3 = 0$ la ecuación se reduce del esfuerzo de von mises se reduce a:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2}$$

$$\sigma' = \sqrt{106.47^2 + (-42.188)^2 + (106.47 \times 42.188)} = 132.69 \text{ Mpa}$$

→ Para acero AISI 1018 (estirado en frio) $S_u = 370 \text{ Mpa}$ y $S_y = 440 \text{ Mpa}$.

$$N = \frac{370}{132.69} = 2.78 \text{ , aceptable}$$

2.5.4. Diseño del eje basado en cargas dinámicas.

Para calcular el factor de seguridad y analizar la parte critica del eje, se usará la siguiente ecuación:

$$\frac{32 N}{\pi D^3} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{s'n}\right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{s_y}\right]^2} = 1$$

Esta ecuación fue deducida basada en el criterio de la máxima energía de la distorsión elíptica (Von Mises) y es la que más utilizan los diseñadores por su gran precisión.

De donde:

T = Momento torsor de la sección de análisis.

M = Momento flector de la sección de análisis.

K_t = Factor de concentración de esfuerzos.

$s'n$ = Resistencia a la fatiga estimada real.

s_y = Limite de fluencia del material.

N = Factor de diseño.

D = Diametro del eje.

Primero se determina el valor de la resistencia a la fatiga S'_n la cual se ve afectada por los siguientes factores:

$$s'n = sn \times K_a \times K_b \times K_q \times K_d \times K_e \times K_3 \times K_c$$

Factor de superficie

$$K_a = a(Sut)^b$$

De donde:

$$Sut = 370 \text{ Mpa. (AISI 1018)}$$

$a = 4.51$ para acero estirado en frio y 1.58 para rectificado (por ser apoyo del cojinete).

$$b = -0.085$$

$$K_a = 1.58 \times (370)^{-0.085} = 0.95$$

Factor de tamaño.

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133} \quad \text{para } 2.79\text{mm} < d < 51\text{mm}$$

Con $d = 25\text{mm}$

$$K_b = \left(\frac{25}{7.62} \right)^{-0.1133} = 0.87$$

Factor de carga.

$K_q = 1$ Para flexión alterna invertida.

Factor de temperatura.

$K_d = 1$ Para temperaturas $\leq 450^\circ\text{C}$

Factor de concentración de tensiones.

$K_f = 1 + q(K_f - 1)$ Con $q=0$ debido a que no hay escalones.

$$\frac{1}{K_f} \rightarrow K_f = 1 \therefore K_e = 1$$

Factor de efectos diversos.

$K_g = 0.9$ Para piezas laminadas.

Factor de confiabilidad.

$K_c = 0.9$ Para confiabilidad del 90%.

$$S_n = 0.5 \text{ sust} = 0.5(440 \text{ Mpa})$$

→ Para acero AISI 1018 $S_n = S_{ut} \times 0.5 = 220 \text{ Mpa}$.

$$S'_n = 220 \times 0.95 \times 0.87 \times 1 \times 1 \times 1 \times 0.9 \times 0.9 = 147.28 \text{ Mpa}$$

De la sección crítica se tiene.

$$T = 205.61 \text{ N.m}$$

$$M = 98.61 \text{ N.m}$$

$$S_y = 370 \text{ Mpa (AISI 1018)}$$

$$K_t = 1.6 \text{ Para un chavetero de trineo que requiere el sprocket.}$$

Calculando el factor de diseño.

$$N = \frac{\pi(0.085)^3}{32} \left[\sqrt{\left(\frac{1.6 \times 98.61}{147.28 \times 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{205.61}{370 \times 10^6} \right]^2} \right]^{-1} = 1.3$$

Por tanto se debe seleccionar un acero AISI 1018 para el eje y un diámetro de 25mm.

Para los ejes de la banda transportadora y rodillo cortador seleccionar ejes de aluminio con diámetros:

Tambor motriz de la banda = $\varnothing 25 \text{ mm}$

Tambor conducido de la banda = $\varnothing 10 \text{ mm}$

Rodillo cortador = $\varnothing 20 \text{ mm}$

Esto se hace debido a que las potencias de accionamientos no representan condición alguna de falla.

2.6. Diseño de Cuñas y Cuñeros.

2.6.1. Cuña para unión sprocket 35 dientes y eje 25mm.

El tipo más común de cuñas para ejes, hasta de 6 ½ pulg de diámetro es la cuña cuadrada.

Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje				
Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 1/8	1/4	1/4	3/16
1 1/8	1 1/4	5/16	5/16	1/4
1 1/4	1 1/2	3/8	3/8	1/4
1 1/2	2 1/4	1/2	1/2	3/8
2 1/4	2 1/2	5/8	5/8	7/16
2 1/2	3 1/4	3/4	3/4	1/2
3 1/4	3 1/2	7/8	7/8	5/8
3 1/2	4 1/4	1	1	3/4
4 1/4	5 1/4	1 1/4	1 1/4	7/8
5 1/4	6 1/4	1 1/2	1 1/2	1
6 1/4	7 1/4	1 3/4	1 3/4	1 1/8
7 1/4	9	2	2	1 1/4
9	11	2 1/2	2 1/2	1 1/2
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/2
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Fuente: Reimpreso de la norma ANSI B 17.1-1967 (R98)

Tabla 10 Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje (Mott, 2006, pág. 495).

De la tabla 10, se puede seleccionar el tamaño de la cuña en función del diámetro del eje, en el cual se observa que para un eje de 25mm se puede utilizar una cuña cuadrada con un ancho $W=1/4 \text{ in}=H$.

Las otras dimensiones se pueden calcular con las siguientes ecuaciones:

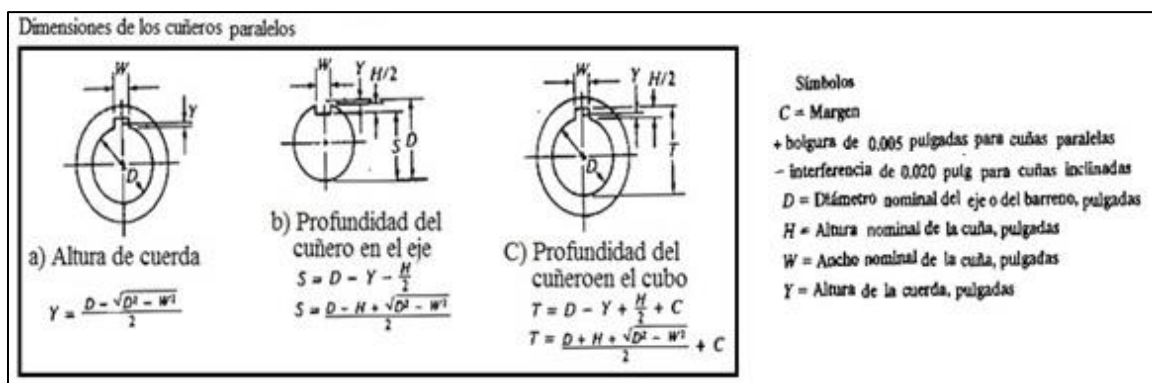


Figura 32 Dimensiones de los Cuñeros paralelos (Mott, 2006, pág. 496).

Altura de la cuerda.

$$Y = \frac{D - \sqrt{D^2 - W^2}}{2} = \frac{25 - \sqrt{25^2 - 6.35^2}}{2} = 0.4099 \text{ mm}$$

Profundidad del cuñero en el eje.

$$S = D - Y - \frac{H}{2} = \frac{D - H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$

$$S = \frac{25 - 35 + \sqrt{25^2 - 6.35^2}}{2} = 21.415 \text{ mm}$$

Profundidad del cuñero en el cubo.

$$T = D - Y + \frac{H}{2} + C = \frac{D + H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2} + C$$

$$T = \frac{25 + 6.35 + \sqrt{25^2 - 6.35^2}}{2} + 0.127 = 27.892 \text{ mm}$$

Longitud de la cuña.

Puede calcularse con la siguiente ecuación.

$$L = \frac{4TN}{DWSy}$$

De donde:

T = Momento torsor a transmitir.

N = Factor de diseño.

D = Diámetro del eje.

W = Ancho de cara de la cuña.

S_y = Resistencia de fluencia del material de la cuña.

→ Se selecciona como material AISI 1010 con $S_y = 300 \text{ Mpa}$

Entonces se tiene con $T = 205.61 \text{ N.m}$; $D = 0.025 \text{ m}$; $N = 3$

$$L = \frac{4 \times 205.61 \text{ N.m} \times 3}{0.025 \text{ m} \times 0.00635 \text{ m} \times 300 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} = 0.0518 \text{ m} = 5.2 \text{ cm}$$

Seleccionamos $L=6\text{cm}$

2.6.2. Cuña para unión engrane-eje del laminador.

Debido a que el eje es el mismo ($d=25\text{mm}$), se selecciona $W=1/4 \text{ in}=6.35 \text{ mm}$.

Las demás dimensiones son también los mismos

$$Y = 0.8199 \text{ mm}; \quad S = 21.415 \text{ mm}; \quad T = 27.892 \text{ mm}$$

Longitud de la cuña.

$$L = \frac{4TN}{DWS_y}$$

Seleccionamos el mismo material AISI 1010 $S_y= 300 \text{ Mpa}$ con $N=2$.

El par torsor que experimenta el engrane es de $T=131.86 \text{ N.m}$.

$$L = \frac{4 \times 131.86 \text{ N.m} \times 3}{0.025\text{m} \times 0.00635\text{m} \times 300 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} = 0.0221 \text{ m} = 2.21 \text{ cm}$$

Seleccionamos $L=2.5 \text{ cm}$.

Debido a que la potencia para accionar la banda es pequeña se seleccionará la cuña para este eje con $W=3/16 \text{ in}$ y longitud igual al ancho del cubo del Sprocket.

2.7. Selección de rodamientos.

Para la selección del rodamiento se considera que se va a estar sometido a una sollicitación estática debido a que la velocidad con que giran son bastantes bajas y únicamente están sometidas a cargas radiales, ya que no existe ningún elemento que provoque una carga axial apreciable por lo tanto se seleccionaran rodamientos rígidos de bolas.

Generalmente la carga estática equivalente admisible se determina tomando en consideración al factor de seguridad S_0 que se puede obtener de la tabla 3.5 (catálogo de rodamiento NTN, pág. 23) o de la siguiente ecuación:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

De donde:

S_0 =Factor de seguridad.

C_0 =Capacidad básica de carga estática.

P_0 =Carga equivalente estática.

De los cálculos realizados anteriormente se tiene que P_0 es equivalente a R_c cuyo valor es de.

$$R_c = \sqrt{(3408.63)^2 + (1310.18)^2} = 3651.76 N = 819.78 lb$$

Como el diámetro del eje seleccionado es de 25 mm, entonces para un rodamiento con este diámetro de barreno se tiene que puede soportar una carga estática de $C_o=1610 lb$ por tanto se tiene.

$$S_0 = \frac{1610 lb}{819.78 lb} = 1.96$$

El cual es mayor que 1, que es el recomendado para un en requerimiento de precisión rotacional normal.

Datos de los rodamientos seleccionados para cada eje.

- Para el rodillo laminador se seleccionó una chumacera tipo brida 4 tornillos (VF4S25), 25 mm de diámetro y C_o 1610.

- Para el tambor motriz de la banda transportadora se seleccionó una chumacera tipo brida 2 tornillos (VF2S25), 25 mm de diámetro y C_o 1610.

- Para el tambor conducido se seleccionó un rodamiento de bolas tipo con rad (6200), 10 mm de diámetro C_o 520.

2.8. Rodillo cortador

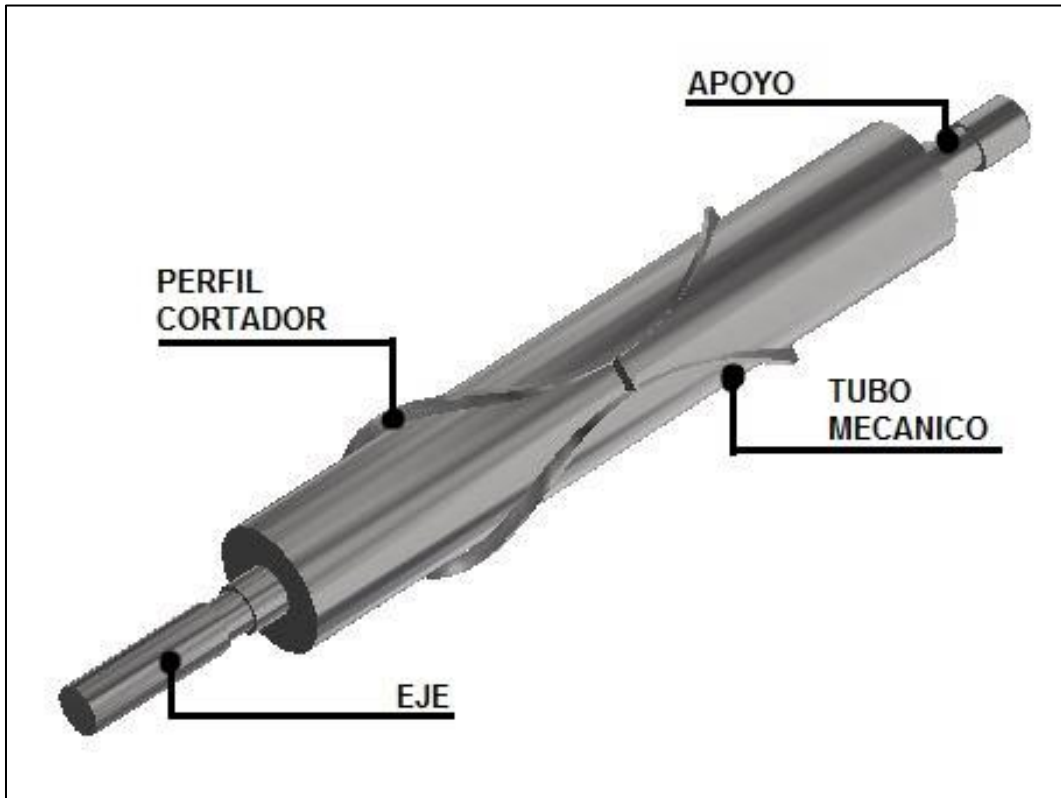


Figura 33 Rodillo cortador (fuente propia).

Las cargas a las que está sometido el rodillo cortador será de compresión y corte, que al igual que los rodillos laminadores, depende directamente de la presión de amasado y como se sabe este es un valor pequeño que no representa condición alguna de falla para el cortador, razón por la que no es motivo de análisis en este proyecto.

En la siguiente figura se puede apreciar las características geométricas del cortador, el cual se construirá de aluminio.

2.8.1 Dimensionamiento.

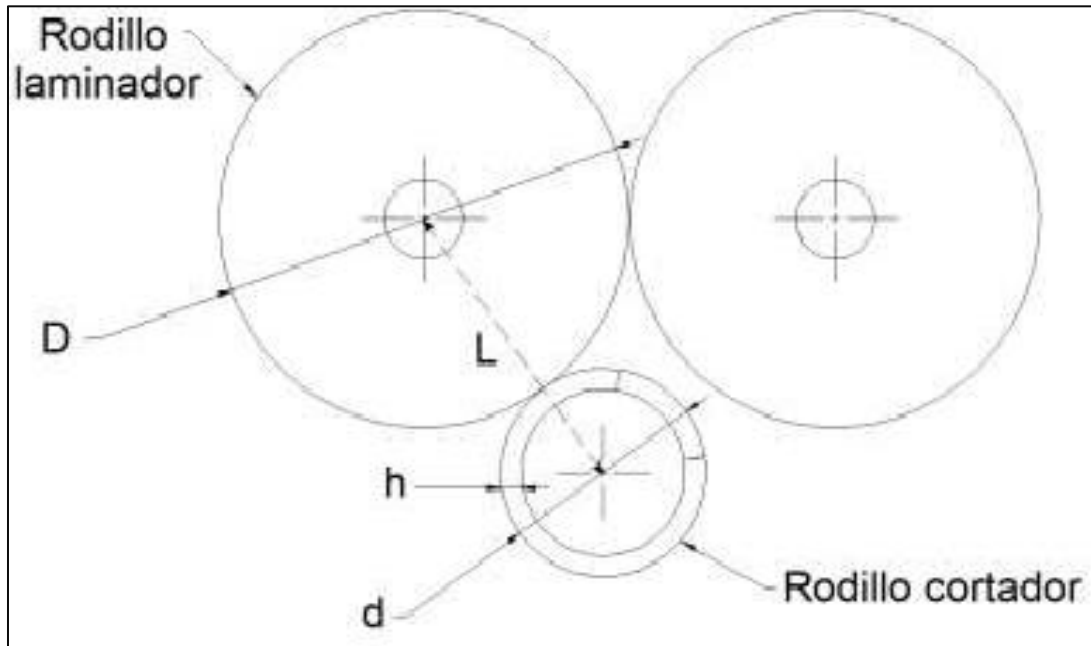


Figura 34 Rodillo laminador – rodillo cortador (fuente propia)

Para el dimensionamiento del rodillo cortador, es necesario puntualizar algunas consideraciones:

- El rodillo laminador y el cortador deben tener la misma velocidad en la zona de contacto.
- El diámetro del cortador incluyendo el perfil que corta es de 6.366 cm (sección 2.1.1).
- El diámetro del rodillo laminador es de 159 mm.
- El rodillo cortador ira soldado a su respectivo engrane, para formar un solo elemento, y ambos serán de aluminio.

Dónde:

- D: Diámetro del rodillo laminador, 159mm
- L: Longitud de separación entre centros, 111.33 mm
- d: Diámetro del rodillo cortador, 63.66 mm
- h: Altura del perfil cortador.

Si seleccionamos un tubo mecánico de 2 in de diámetro, entonces el alto del perfil cortador será de:

$$h = \frac{d - d_{\text{tubo mec}}}{2}$$

$$h = \frac{6.366 - 5.08}{2} = 0.643 \text{ cm}$$

Mecanizado

3.1 Nomenclatura de las variables utilizadas en el mecanizado de la pieza.

3.2 Torneado de los engranes de bronce-aluminio.

3.3 Fresado los engranes de bronce-aluminio.

3.4 Torneado el engrane de aluminio.

3.5 Fresado del engranes de aluminio.

3.6 Torneado el eje de acero inoxidable.

3.7 Fresado del eje de acero inoxidable.



Capítulo 3

3. Mecanizado

En este capítulo se realizara una descripción de los procesos tecnológicos para la manufactura de las piezas de la máquina, cabe señalar que las piezas que aquí se mencionan serán las que lleven un mayor grado de dificultad y de importancia basados en el funcionamiento de la máquina.

El procedimiento a seguir ya sea de desbaste o de acabado es tomar los valores recomendados para cada tipo de material según la operación a efectuar. Procedemos a calcular las rpm a la cual se debe trabajar según los datos recomendados y de tabla de las rpm del torno o fresadora seleccionamos la que más se le aproxime y con ese valor recalculamos la velocidad real a la cual vamos a trabajar en cada uno de los pasos con las siguientes formulas.

-Para el torneado

$$n = \frac{Vx320}{D} = rpm$$

$$V = \frac{Dn}{320} = m/min$$

-para el fresado

$$r/min = \frac{Cs (m)x320}{D(mm)}$$

$$CS = \frac{(r/min)[D(mm)]}{320} = m/min$$

Para el proceso de torneado y fresado utilizaremos las siguientes maquinas herramientas.

Proceso tecnológico	
Proceso de torneado	Torno TIPL-4 10
Proceso de fresado	ELLIOTT Modelo Uo universal

Tabla 11 Procesos tecnológicos (fuente propia).

3.1 Nomenclatura de las variables utilizadas en el mecanizado de la pieza.

Torneado (avance con carro)

- L: Trayecto axial de la herramienta (mm)
- A: Velocidad de avance (mm/min)
- a: Avance por rotación (mm/rev)
- N: Frecuencia de rotación (rpm)
- Tt: Tiempo tecnológico (min)

Torneado (Careado)

- L: Trayecto radial de la herramienta (mm)
- P: Ancho del corte (mm)
- A: Velocidad de avance (mm/min)
- a: Avance por rotación (mm/rev)
- N: Frecuencia de rotación (rpm)
- Tt: Tiempo tecnológico (min)

Fresado de desbaste

- L: Trayectoria de la mesa (mm)
- R: Radio de la Fresa (mm)
- A: Velocidad de avance (mm/min)
- a: Avance por diente (mm/diente)
- Z: Numero de dientes de la fresa

N: Frecuencia de rotación (rpm)

Tt: Tiempo tecnológico (min)

Procedemos a mecanizar los 2 engranes de bronce cuya masa en bruto es de $\phi 7$ pulg x 30 mm y 27 dientes cada uno como ambos engranes son idénticos solo describiremos los pasos de mecanizado de uno.

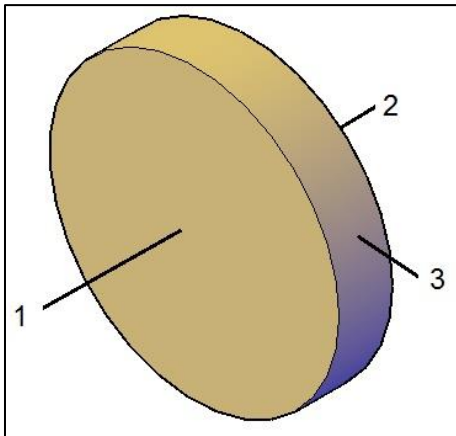


Figura 35 Pieza de bronce en bruto (fuente propia)

3.2 Torneado de los Sprocket de bronce-aluminio

La herramienta de corte es una cuchilla de carburo no recubierta TNMM2 código 150k, clase Sandvik H 1p, clase ISO H10, K01, K20.

Para acabado y desbastado en bronce velocidades relativamente grandes y avances moderado.¹³

¹³ Elección de clases de carburos para torneado (CHEVALIER, 2004, pág. 157)

Material	profundidad de corte mm	Avance por revolución mm	Velocidad de corte m/min
Latón, bronce	0.15-0.4	0.05-0.15	215-245
	0.5-2.3	0.15-0.4	185-215
	2.55-5.1	0.4-0.75	150-185
	7.6-17.8	0.75-2.3	60-120

Tabla 12 Velocidades de cortes y avances recomendados para herramientas de carburo de una sola punta (KRAR y CHECK 2002, 225).

Después de alinear los puntos del torno y ajustar la herramienta de corte a 30° para mayor precisión, procedemos a:

Montar superficie 1 de la pieza en plato de tres mordazas autocentrantes.

En este paso tecnológico el tiempo tecnológico es de 4 min.

Refrentar superficie2.

Desbaste

Profundidad de corte: 2 mm.

Avance: 0.36 mm/rev

Velocidad de corte: 210.2 m/min.

$n=378.31\text{rpm}$ ¹⁴

Del selector de velocidades de rotación del torno seleccionamos 350 rpm (próximo al recomendado) y recalculamos nuestra velocidad de corte real. ¹⁵

$$V = 128.84 \text{ m/min}$$

¹⁴ Cálculos en sistema métrico de las revoluciones para torneer una pieza (KRAR & CHECK, 2002, pág. 357)

¹⁵ Ver Anexos II a) Revoluciones por minuto del torno.

El avance en el torno es de 0.361 mm/rev IAC6 (próximo al recomendado).¹⁶

$$x = 0mm$$

$$e = 5mm$$

$$I + e' = 88.9mm$$

$$L = I + e + e' + x = 93.9 mm$$

$$A = a \cdot n = 0.361 \times 350 = 126.35 mm/min$$

$$Tt = 0.74 min$$

Acabado

Velocidad de corte: 185 m/min.

Avance: 0.15 mm/rev

Profundidad de corte: 0.5 mm

n=332.96 rpm

Del selector de velocidades de rotación del torno seleccionamos 270 rpm (próximo al recomendado) y recalculamos nuestra velocidad de corte real.¹⁷

$$V = 150.02 m/min$$

El avance en el torno es de 0.155 mm/rev IBC8 (próximo al recomendado).¹⁸

$$x = 0 mm$$

$$e = 5mm$$

$$I + e' = 88.9mm$$

$$L = I + e + e' + x = 93.9 mm$$

¹⁶ Ver Anexos II b) Tablas de avances de roscas del torno.

¹⁷ Ver Anexos II a) Revoluciones por minuto del torno.

¹⁸ Ver Anexos II b) Tablas de avances de roscas del torno.

$$A = 41.85 \text{ mm/min}$$

$$Tt = 2.24 \text{ min}$$

Invertir pieza y sujetar por 3.

El tiempo tecnológico auxiliar para este paso es de 2 minutos

Refrentar superficie1

Se repiten los mismos pasos cuando se refrentó la superficie 2.

Tiempo de maquinado: Tiempo de desbaste + tiempo de acabado

$$\text{Tiempo de maquinado} = 2.24 \text{ min} + 0.74 \text{ min} = 2.98 \text{ min}$$

Taladrar superficie 1.

Taladrar con broca helicoidal A.R.E.S para 25mm de diámetro.

Datos recomendados para taladrar bronce con este tipo de broca.

Velocidad 25-35m/min.

Avance 0.49 mm/rev.

n=320 rpm

Del selector de velocidades del torno seleccionamos 350 rpm y recalculamos nuestra velocidad de corte real.

$$V = 27.34 \text{ m/min}$$

$$X = \frac{R}{\tan X_r} = \frac{25}{\tan 35} = 35.7 \text{ mm}$$

$$I + e = 25 \text{ mm}$$

$$e' = 5 \text{ mm}$$

$$L = I + e + e' + x = 65.7 \text{ mm}$$

$$A = a \cdot n = 0.49 \times 350 = 171.5 \text{ mm/min}$$

$$Tt = 0.38 \text{ min}$$

Cilindrar superficie 3 de $\phi 177.8$ mm a $\phi 157.8$ mm a una longitud de 5 mm desde superficie 1.

Velocidad de corte: 73.93m/min.

Avance: 1.11 mm/rev

Profundidad de corte: 10 mm

$$n=133.06 \text{ rpm}$$

Del selector de velocidades de rotación del torno seleccionamos 100 rpm (próximo al recomendado) y recalculamos nuestra velocidad de corte real.

$$V = 55.56 \text{ m/min}$$

El avance en el torno es de 1 mm/rev MAD1 (próximo al recomendado).

$$I = 5 \text{ mm}$$

$$e = 3 \text{ mm}$$

$$L = I + e = 8 \text{ mm}$$

$$A = 100 \text{ mm/min}$$

$$Tt = 0.08 \text{ min}$$

Cilindrar superficie 4 de $\phi 157.8$ mm a $\phi 140$ mm.

Velocidad de corte: 67.35m/min.

Avance: 0.94 mm/rev

Profundidad de corte: 8.9 mm

$$n=136.58 \text{ rpm}$$

Del selector de velocidades de rotación del torno seleccionamos 165 rpm (próximo al recomendado) y recalculamos nuestra velocidad de corte real.

$$V = 81.37 \text{ m/min}$$

El avance en el torno es de 0.75 mm/rev MBD6 (próximo al recomendado).

$$I = 5\text{mm}$$

$$e = 3\text{mm}$$

$$L = I + e = 8\text{mm}$$

$$A = 123.75 \text{ mm/min}$$

$$Tt = 0.064 \text{ min}$$

Desmontar pieza y montar entre puntos por superficie 1 y 2 con ayuda de un árbol.

El tiempo tecnológico auxiliar de este paso es 7 min.

Cilindrar superficie 3 de $\phi 177.8$ mm a $\phi 174$ mm

Velocidad de corte: 207.8 m/min.

Avance: 0.34 mm/rev

Profundidad de corte: 1.9 mm

$$n=373.99\text{rpm}$$

Del selector de velocidades de rotación del torno seleccionamos 350 rpm (próximo al recomendado) y recalculamos nuestra velocidad de corte real.¹⁹

$$V = 194.47 \text{ m/min}$$

El avance en el torno es de 0.333 mm/rev IAC7 (próximo al recomendado).²⁰

¹⁹ Ver Anexos II a) Revoluciones por minuto del torno.

²⁰ Ver Anexos II b) Tablas de avances de roscas del torno.

$$I = 20\text{mm}$$

$$e = 3\text{mm}$$

$$L = I + e = 23\text{ mm}$$

$$A = 116.55\text{ mm/min}$$

$$Tt = 0.197\text{ min}$$

Después de torneada la pieza en bruto del engrane al diámetro exterior e interior adecuado proseguimos a trabajar la pieza en la fresa.

Asegurarse que la pieza torneada está apretada, porque el calor generado por el torneado pudiera haberla dilatado ligeramente.

3.3 Fresado los engranes de bronce-aluminio.

Desmontar la pieza del torno y llevarla a la fresadora.

Tiempo auxiliar: 1 min.

Poner a punto la maquina fresadora.

Es un proceso por medio del cual se prolonga la vida de la fresadora y aumenta la precisión de la pieza a mecanizar.

Tiempo auxiliar: 7 min

Montar la pieza en el cabezal divisor con ayuda de un contrapunto y verificar la alineación de los centros de indización.

Círculos de las perforaciones del plato perforado	
Calibre B&S	
Placa 1	15-16-17-18-19-20
Placa 2	21-23-27-29-31-33
Placa 3	37-39-41-43-47-49
Plato estándar Cincinnati	
Un lado	24-25-28-30-34-37-38-39-41-42-43
El otro lado	46-47-49-51-53-54-57-58-59-62-66

Tabla 13 Círculos de las perforaciones del plato perforado (KRAR & CHECK, 2002, pág. 491)

Ajustar el cabezal divisor, de manera que el perno indicador entre en una perforación. Como 40 vueltas de la manivela harán girar el husillo y la pieza una vuelta completa.

$$\text{Indización simple} = \frac{40}{N}; \text{ para 27 dientes}$$

$$\text{Indización simple} = \frac{40}{27} = 1.481481481$$

De la tabla 13 placa 2 escogemos un plato de 27 perforaciones.

$$\text{Indización simple} = \frac{40}{27} = 1 \frac{13}{27} \times 27$$

Es igual a 1 vuelta completa y 13 perforaciones para realizar nuestro primer corte y sucesivamente.

Montar el árbol (y pieza de trabajo) por los puntos de indización, la punta del contrapunto debe ajustarse firmemente sobre el árbol y bloquearse en posición, el perro debe ser apretado adecuadamente sobre el árbol y la cola del perro no debe atorarse en la ranura, el perro debe estar lo suficientemente lejos

de la pieza en bruto para asegurar que la fresa no golpeará al perro al ser cortado el engrane. Mueva la mesa cerca de la columna y mantenga el arreglo tan rígido como sea posible.

Tiempo auxiliar: 5 min.

Montar la fresa sobre el árbol de la máquina fresadora

Montar la fresa (fresa modular número 5 para cortar de 26 a 34 dientes), en el centro aproximado del engrane y asegurarse que la fresa gira en dirección al cabezal divisor.

Tiempo auxiliar: 4 minutos

Centrar la pieza maquinada anteriormente en el torno con la fresa.

Si es posible para mayor precisión utilice bloques patrón en vez de compases de punta o una regla.

Bloquee el avance transversal.

Tiempo auxiliar: 4 minutos.

Encender la fresadora y pase la pieza por debajo de la misma fresa.

Elevar la mesa hasta que la pieza justo toque la fresa, esto se puede hacer utilizando un pedazo de papel entre la pieza y la fresa para indicar cuando la fresa esté apenas tocando la pieza.

Tiempo auxiliar: 5min

Colocar el anillo de avance graduado del avance vertical en cero.

Mediante la manivela de avance longitudinal mueva la pieza librándola de la fresa.

Tiempo auxiliar: 2 min

Velocidades de corte de la máquina fresadora				
Material	Fresa de acero de alta velocidad		Fresa de carburo	
	pie/min	m/min	pie/min	m/min
Aluminio	500-1000	150-300	1000-2000	300-600
Bronce	65-120	20-35	200-400	60-120
Acero para maquinaria	70-100	21-30	150-250	45-75

Tabla 14 Velocidades de corte de la máquina fresadora (KRAR y CHECK 2002, 466)

Realizamos el primer corte de la primera pasada.

Datos recomendados.

Velocidad de corte de la fresa es de $60-120 \text{ m/min}$

Profundidad de corte es de 6 mm

$r/\text{min}=480 \text{ rpm}$

Del selector de velocidades de rotación de la fresadora seleccionamos 500 rpm (próximo al recomendado) y recalculamos nuestra velocidad de corte real.

$$CS = 125 \text{ m/min}$$

$$L = 2R + e + I + e'$$

$$L = 110 \text{ mm}$$

$$A = 210 \text{ mm/min}$$

$$T_t = 0.52 \text{ min}$$

Luego se regresa la mesa a su posición inicial, se le da el espacio calculado anteriormente con el cabezal divisor y se procede a realizar el corte de los dientes restantes de esta primera pasada.

Realizamos el primer corte de la segunda pasada.

Datos recomendados.

Velocidad de corte de la fresa es de $60-120 \text{ m/min}$

Profundidad de corte es de 6.996 mm

$r/min = 240 \text{ rpm}$

Del selector de velocidades de rotación de la fresadora seleccionamos 270 rpm (próximo al recomendado) y recalculamos nuestra velocidad de corte real.

$CS = 67.5 \text{ m/min}$

$L = 2R + e + I + e'$

$L = 110 \text{ mm}$

$A = 100.8 \text{ mm/min}$

$T_t = 1.09 \text{ min}$

Luego se regresa la mesa a su posición inicial, se le da el espacio calculado anteriormente con el cabezal divisor y se procede a realizar el corte de los dientes restantes de esta segunda pasada.

3.4 Procedemos a Tornear el engrane de aluminio cuya masa en bruto es de $\phi 3$ pulg x 25 mm y 10 dientes.

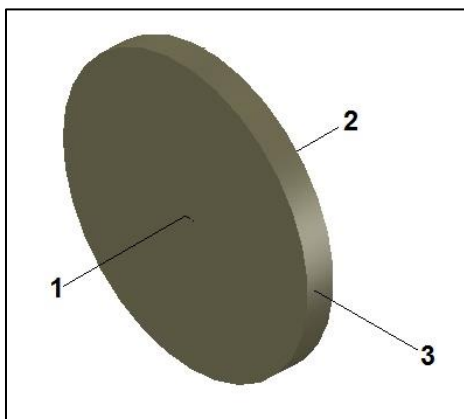


Figura 36 Pieza de Aluminio en bruto (fuente propia)

La herramienta de corte es una cuchilla de carburo no recubierta TNMM2 código k, clase Sandvik H 10, clase ISO k 10, conveniente para el maquinado del aluminio.²¹

Material	profundidad de corte mm	Avance por revolución mm	Velocidad de corte m/min
Aluminio	0.15-0.4	0.05-0.15	215-305
	0.5-2.3	0.15-0.4	135-215
	2.55-5.1	0.4-0.75	90-135
	7.6-17.8	0.75-2.3	30-60

Tabla 15 Velocidades de cortes y avances recomendados para herramientas de carburo de una sola punta (KRAR y CHECK 2002, 225).

Después de alinear los puntos del torno y ajustar la herramienta de corte a 30° para mayor precisión, procedemos a:

Montar superficie 1 de la pieza en plato de tres mordazas autocentrantes.

En este paso tecnológico el tiempo tecnológico es de 4 min.

²¹ Elección de clases de carburos para torneado (CHEVALIER, 2004, pág. 157)

Refrentar superficie 2.

Desbaste

Profundidad de corte: 2 mm.

Avance: 0.36 mm/rev

Velocidad de corte: 727 m/min.

$n=3053.02$ rpm ²²

Del selector de velocidades de rotación del torno seleccionamos 1500 rpm (próximo al recomendado) y recalculamos nuestra velocidad de corte real.²³

$$V = 357.18 \text{ m/min}$$

El avance en el torno es de 0.361 mm/rev IAC6 (próximo al recomendado).²⁴

$$x = 0 \text{ mm}$$

$$e = 5 \text{ mm}$$

$$I + e' = 38.1 \text{ mm}$$

$$L = I + e + e' + x = 43.1 \text{ mm}$$

$$A = a \cdot n = 0.361 \times 1500 = 541.5 \text{ mm/min}$$

$$Tt = 0.08 \text{ min}$$

Acabado

Velocidad de corte: 135 m/min.

Avance: 0.15 mm/rev

Profundidad de corte: 0.5 mm

$N=566.93$ rpm

²² Cálculos en sistema métrico de las revoluciones para torneear una pieza (KRAR & CHECK, 2002, pág. 357)

²³ Ver anexos rpm del torno.

²⁴ Ver anexos avances del torno.

Del selector de velocidades de rotación del torno seleccionamos 580 rpm (próximo al recomendado) y recalculamos nuestra velocidad de corte real.²⁵

$$V = 138.11 \text{ m/min}$$

El avance en el torno es de 0.155 mm/rev IBC8 (próximo al recomendado).²⁶

$$x = 0 \text{ mm}$$

$$e = 5 \text{ mm}$$

$$I + e' = 38.1 \text{ mm}$$

$$L = I + e + e' + x = 43.1 \text{ mm}$$

$$A = a \cdot n = 0.155 \times 580 = 89.9 \text{ mm/min}$$

$$Tt = 0.48 \text{ min}$$

Invertir pieza y sujetar por 3.

El tiempo tecnológico auxiliar para este paso es de 2 minutos

Refrentar superficie1

Se repiten los mismos pasos cuando se refrentó la superficie 2.

Tiempo de maquinado: Tiempo de desbaste + tiempo de acabado

$$\text{Tiempo de maquinado} = 0.08 \text{ min} + 0.48 \text{ min} = 0.56 \text{ min}$$

Taladrar superficie 1.

Taladrar con broca con vástago de cono morse serie normal ISO 235 para 20 mm de diámetro.

Datos recomendados para taladrar bronce con este tipo de broca.

Velocidad 60-200 m/min.

²⁵ Ver Anexos II a) Revoluciones por minuto del torno.

²⁶ Ver Anexos II b) Tablas de avances de roscas del torno.

Avance 0.39 mm/rev.

$n=960$ rpm

Del selector de velocidades del torno seleccionamos 920 rpm y recalculamos nuestra velocidad de corte real.

$$V = 57.5 \text{ m/min}$$

$$X = 11.91 \text{ mm}$$

$$I + e = 20 \text{ mm}$$

$$e' = 5 \text{ mm}$$

$$L = I + e + e' + x = 36.91 \text{ mm}$$

$$A = 358.8 \text{ mm/min}$$

$$Tt = 0.102 \text{ min}$$

Desmontar pieza y montar entre puntos por superficie 1 y 2 con ayuda de un árbol.

El tiempo tecnológico auxiliar de este paso es 7 min.

Cilindrar superficie 3 de $\phi 76.2$ mm a $\phi 73.2$ mm

Desbaste.

Velocidad de corte: 179.8 m/min.

Avance: 0.29 mm/rev

Profundidad de corte: 1.5 mm

$N=755.07$ rpm

Del selector de velocidades de rotación del torno seleccionamos 580 rpm (próximo al recomendado) y recalculamos nuestra velocidad de corte real.²⁷

²⁷ Ver Anexos II a) Revoluciones por minuto torno.

$$V = 138.11 \text{ m/min}$$

El avance en el torno es de 0.271 mm/rev IBC1 (próximo al recomendado).²⁸

$$I = 20\text{mm}$$

$$e = 3\text{mm}$$

$$L = I + e = 23 \text{ mm}$$

$$A = 157.18 \text{ mm/min}$$

$$Tt = 0.15 \text{ min}$$

Cilindrar superficie 3 de $\phi 73.2$ mm a $\phi 72$ mm

Acabado

Velocidad de corte: 279 m/min.

Avance: 0.16 mm/rev

Profundidad de corte: 0.6 mm

N=1219.67 rpm

Del selector de velocidades de rotación del torno seleccionamos 920 rpm (próximo al recomendado) y recalculamos nuestra velocidad de corte real.²⁹

$$V = 210.45 \text{ m/min}$$

El avance en el torno es de 0.155 mm/rev IBC8 (próximo al recomendado).³⁰

$$I = 20\text{mm}$$

$$e = 3\text{mm}$$

²⁸ Ver Anexos II b) Tablas de avances de roscas del torno.

²⁹ Ver Anexos II a) Revoluciones por minuto torno.

³⁰ Ver Anexos II b) Tablas de avances de roscas del torno.

$$L = l + e = 23 \text{ mm}$$

$$A = 142.6 \text{ mm/min}$$

$$Tt = 0.16 \text{ min}$$

Después de torneada la pieza en bruto del engrane al diámetro exterior e interior adecuado proseguimos a trabajar la pieza en la fresa.

Asegurarse que la pieza torneada está apretada, porque el calor generado por el torneado pudiera haberla dilatado ligeramente.

3.5 Fresado del sprocket de aluminio.

Desmontar la pieza del torno y llevarla a la fresadora.

Tiempo auxiliar: 1 min.

Poner a punto la maquina fresadora.

Es un proceso por medio del cual se prolonga la vida de la fresadora y aumenta la precisión de la pieza a mecanizar.

Tiempo auxiliar: 7 min

Montar la pieza en el cabezal divisor con ayuda de un contrapunto y verificar la alineación de los centros de indización.

Ajustar el cabezal divisor, de manera que el perno indicador entre en una perforación.

Como 40 vueltas de la manivela harán girar el husillo y la pieza una vuelta completa.

$$\text{Indización simple} = \frac{40}{N}; \text{ para } 10 \text{ dientes}$$

$$\text{Indización simple} = \frac{40}{10} = 4$$

Es igual a 4 vueltas completas para realizar nuestro primer corte y sucesivamente.

Montar el árbol (y pieza de trabajo) por los puntos de indización, la punta del contrapunto debe ajustarse firmemente sobre el árbol y bloquearse en posición, el perro debe ser apretado adecuadamente sobre el árbol y la cola del perro no debe atorarse en la ranura, el perro debe estar lo suficientemente lejos de la pieza en bruto para asegurar que la fresa no golpeará al perro al ser cortado el engrane.

Mueva la mesa cerca de la columna y mantenga el arreglo tan rígido como sea posible.

Tiempo auxiliar: 5 min.

Montar la fresa sobre el árbol de la máquina fresadora

Montar la fresa (fresa modular módulo 6, número 1 para cortar de 10 a 13 dientes), fresa T-MAX R 265.2 AL ISO 2587 especial para aluminio en el centro aproximado del engrane y asegurarse que la fresa gira en dirección al cabezal divisor.

Tiempo auxiliar: 4 minutos

Centrar la pieza maquinada anteriormente en el torno con la fresa.

Si es posible para mayor precisión utilice bloques patrón en vez de compases de punta o una regla.

Bloquee el avance transversal.

Tiempo auxiliar: 4 minutos.

Encender la fresadora y pase la pieza por debajo de la misma fresa.

Elevar la mesa hasta que la pieza justo toque la fresa, esto se puede hacer utilizando un pedazo de papel entre la pieza y la fresa para indicar cuando la fresa esté apenas tocando la pieza.

Tiempo auxiliar: 5min

Colocar el anillo de avance graduado del avance vertical en cero.

Mediante la manivela de avance longitudinal mueva la pieza librándola de la fresa.

Tiempo auxiliar: 2 min

Realizamos el primer corte de la primera pasada.

Datos recomendados.

Velocidad de corte de la fresa es de 150-300 m/min

Profundidad de corte es de 10 mm

$$r/min = 600 \text{ rpm}$$

Del selector de velocidades de rotación de la fresadora seleccionamos BC 655 rpm (próximo al recomendado) y recalculamos nuestra velocidad de corte real.

$$CS = 163.75 \text{ m/min}$$

$$L = 2R + e + I + e'$$

$$L = 80\text{mm} + 5\text{mm} + 20\text{mm} + 5\text{mm} = 110 \text{ mm}$$

$$A = 1572 \text{ mm/min}$$

$$T_t = 0.07 \text{ min}$$

Luego se regresa la mesa a su posición inicial, se le da el espacio calculado anteriormente con el cabezal divisor y se procede a realizar el corte de los dientes restantes de esta primera pasada.

Realizamos el primer corte de la segunda pasada.

Datos recomendados.

Velocidad de corte de la fresa es de $150-300 \text{ m/min}$

Profundidad de corte es de 2.996 mm

$r/min = 1200 \text{ rpm}$

Del selector de velocidades de rotación de la fresadora seleccionamos BE 1215 rpm (próximo al recomendado) y recalculamos nuestra velocidad de corte real.

$CS = 303.75 \text{ m/min}$

$L = 2R + e + I + e'$

$L = 110 \text{ mm}$

$A = 2916 \text{ mm/min}$

$T_t = 0.04 \text{ min}$

Luego se regresa la mesa a su posición inicial, se le da el espacio calculado anteriormente con el cabezal divisor y se procede a realizar el corte de los dientes restantes de esta segunda pasada.

3.6 Procedemos a torneear el eje del rodillo laminador.

El eje de acero inoxidable para maquinaria cuya masa en bruto es de $\phi 1$ pulg x 577mm de largo.

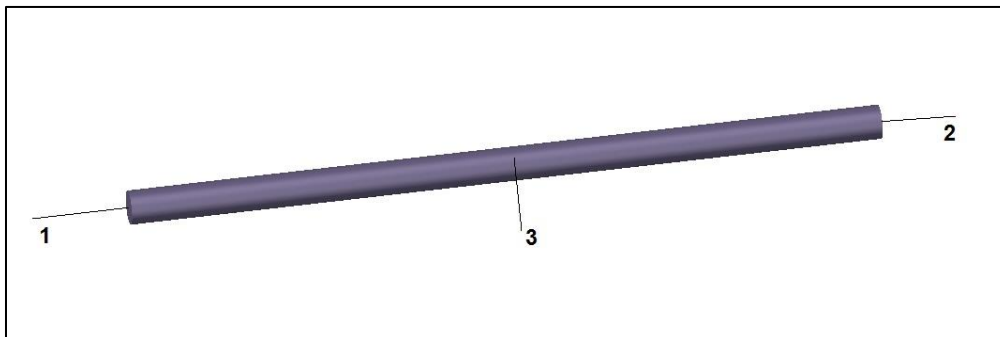


Figura 37 Velocidades de cortes y avances recomendados para herramientas de carburo de una sola punta (KRAR y CHECK 2002, 225).

La herramienta de corte es una cuchilla de carburo no recubierta CNMG3 código P, clase Sandvik S 6, clase ISO P 40, P30 desbastado fuerte de acero, avances importantes y grandes profundidades de corte.

También se puede utilizar una cuchilla código M, clase Sandvik R 4, clase ISO M 40, P 50 acabado y desbastado de aceros inoxidable, bajas velocidades de corte y avances importantes.

Material	profundidad de corte mm	Avance por revolución mm	Velocidad de corte m/min
Acero para maquinaria	0.15-0.4	0.05-0.15	215-305
	0.5-2.3	0.15-0.4	170-215
	2.55-5.1	0.4-0.75	120-170
	7.6-17.8	0.75-2.3	45-90

Tabla 16 Velocidades de cortes y avances recomendados para herramientas de carburo de una sola punta (KRAR y CHECK 2002, 225).

Después de alinear los puntos del torno y ajustar la herramienta de corte a 30° para mayor precisión, procedemos a:

Montar superficie 1 de la pieza en plato de tres mordazas autocentrantes.

En este paso tecnológico el tiempo tecnológico es de 4 min.

Refrentar superficie 2 con ayuda de una luneta fija.

Desbaste

Profundidad de corte: 2 mm.

Avance: 0.36 mm/rev

Velocidad de corte: 207.8 m/min.

$$n = 2617.95 \text{ rpm} \quad ^{31}$$

Del selector de velocidades de rotación del torno seleccionamos 1500 rpm (próximo al recomendado) y recalculamos nuestra velocidad de corte real.³²

$$V = 119.06 \text{ m/min}$$

El avance en el torno es de 0.361 mm/rev IAC6 (próximo al recomendado).³³

$$x = 0 \text{ mm}$$

$$e = 5 \text{ mm}$$

$$I + e' = 12.7 \text{ mm}$$

$$L = I + e + e' + x = 17.7 \text{ mm}$$

$$A = 541.5 \text{ mm/min}$$

$$Tt = 0.033 \text{ min}$$

Acabado

Profundidad de corte: 0.5 mm.

Avance: 0.15 mm/rev

³¹ Cálculos en sistema métrico de las revoluciones para torneear una pieza (KRAR & CHECK, 2002, pág. 357)

³² Ver Anexos II a) Revoluciones por minuto del torno.

³³ Anexos II b) Tablas de avances de roscas del torno.

Velocidad de corte: 170 m/min.

$$n = 2141.73 \text{ rpm}$$

Del selector de velocidades de rotación del torno seleccionamos 1500 rpm (próximo al recomendado) y recalculamos nuestra velocidad de corte real.

$$V = 119.06 \text{ m/min}$$

El avance en el torno es de 0.155 mm/rev IBC8 (próximo al recomendado).

$$x = 0 \text{ mm}$$

$$e = 5 \text{ mm}$$

$$I + e' = 12.7 \text{ mm}$$

$$L = I + e + e' + x = 17.7 \text{ mm}$$

$$A = 232.5 \text{ mm/min}$$

$$Tt = 0.08 \text{ min}$$

Hacer centro en superficie 2 (con broca centro) con ayuda de una luneta fija en superficie 3.

Broca tipo A ISO 866. Longitud mínima para el centrado es de 6 mm debido al diámetro de 25.4 mm.

Recomendaciones para taladrado para diámetros de 10-15 mm.

Velocidad de corte: 25 m/min

Avance: 0.3-0.35 mm/rev

$$n = 1000 \text{ rpm}$$

Del torno seleccionamos 920 rpm próxima a la recomendada y recalculamos nuestra velocidad de corte real.

$$V = 23 \text{ m/min}$$

De los avances del torno seleccionamos IAC7 0.333.

$$I = 6 \text{ mm}$$

$$e = 5 \text{ mm}$$

$$é = 0 \text{ mm}$$

$$X = 10.39 \text{ mm}$$

$$L = I + e + é + X = 21.39 \text{ mm}$$

$$A = 306.36 \text{ mm/min}$$

$$Tt = 0.07 \text{ min}$$

Invertir pieza y sujetar por 3.

El tiempo tecnológico auxiliar para este paso es de 2 minutos

Refrentar superficie1 con ayuda de luneta fija.

Se repiten los mismos pasos cuando se refrentó la superficie 2.

Tiempo de maquinado: Tiempo de desbaste + tiempo de acabado

$$\text{Tiempo de maquinado} = 0.033 \text{ min} + 0.08 \text{ min} = 0.113 \text{ min}$$

Hacer centro en superficie 1 (con broca centro) con ayuda de una luneta fija en superficie 3.

Broca tipo A ISO 866. Longitud mínima para el centrado es de 6 mm debido al diámetro de 25.4 mm.

Recomendaciones para taladrado para diámetros de 10-15 mm.

Velocidad de corte: 25 m/min

Avance: 0.3-0.35 mm/rev

$$n = 1000 \text{ rpm}$$

Del torno seleccionamos 920 rpm próxima a la recomendada y recalculamos nuestra velocidad de corte real.

$$V = 23 \text{ m/min}$$

De los avances del torno seleccionamos IAC7 0.333.

$$I = 6 \text{ mm}$$

$$e = 5 \text{ mm}$$

$$é = 0 \text{ mm}$$

$$X = 10.39 \text{ mm}$$

$$L = I + e + é + X = 21.39 \text{ mm}$$

$$A = 306.36 \text{ mm/min}$$

$$Tt = 0.07 \text{ min}$$

**Desmontar plato de tres garras autocentrantes y colocar plato de arrastre.
Colocar entre puntos la pieza con ayuda del perro de arrastre.**

Punto fijo (superficie 1) y punto giratorio en el contrapunto (superficie2).

El tiempo tecnológico auxiliar de este paso es 5 min.

Cilindrar superficie 3 de $\phi 25.4$ mm a $\phi 24.59$ mm en una longitud de 88.6 mm a partir de superficie 2.

Cuchilla de pastillas de carburo CNMM-71

Velocidad de corte: 305 m/min.

Avance: 0.15 mm/rev

Profundidad de corte: 0.405 mm

$$n = 3842.52 \text{ rpm}$$

Del selector de velocidades de rotación del torno seleccionamos 1500 rpm (próximo al recomendado) y recalculamos nuestra velocidad de corte real.³⁴

$$V = 119.06 \text{ m/min}$$

El avance en el torno es de 0.155 mm/rev IBC8 (próximo al recomendado).³⁵

$$I = 88.6 \text{ mm}$$

$$e = 3 \text{ mm}$$

$$L = I + e = 91.6 \text{ mm}$$

$$A = 232.5 \text{ mm/min}$$

$$Tt = 0.39 \text{ min}$$

Invertir Pieza, colocar entre puntos con ayuda del perro de arrastre.

Punto fijo (superficie 2) y punto giratorio en el contrapunto (superficie 1).

El tiempo tecnológico auxiliar de este paso es 3 min.

Cilindrar superficie 3 de $\phi 25.4$ mm a $\phi 24.59$ mm en una longitud de 128.631 mm a partir de superficie 1.

Cuchilla de pastillas de carburo CNMM-71

Velocidad de corte: 305 m/min.

Avance: 0.15 mm/rev

Profundidad de corte: 0.405 mm

$$n = 3842.52 \text{ rpm}$$

Del selector de velocidades de rotación del torno seleccionamos 1500 rpm (próximo al recomendado) y recalculamos nuestra velocidad de corte real.³⁶

³⁴ Ver Anexos II a) Revoluciones por minuto del torno.

³⁵ Ver Anexos II b) Tabla de avance de las roscas del torno.

$$V = 119.06 \text{ m/min}$$

El avance en el torno es de 0.155 mm/rev IBC8 (próximo al recomendado).³⁷

$$I = 128.631 \text{ mm}$$

$$e = 3 \text{ mm}$$

$$L = I + e = 131.631 \text{ mm}$$

$$A = 232.5 \text{ mm/min}$$

$$Tt = 0.57 \text{ min}$$

Desmontar la pieza y colocarla en el banco de trabajo. Desmontar en el plato de arrastre y montar plato de 3 garras autocentrantes. Colocar pieza por superficie 1 en plato de 3 garras autocentrantes sobresaliendo superficie 2 con ayuda de luneta fija.

Tiempo auxiliar de 5 min.

Refrentar superficie 2

Desbaste

Profundidad de corte: 5.1 mm.

Avance: 0.75 mm/rev

Velocidad de corte: 170 m/min.

$$n = 2212.28 \text{ rpm} \quad ^{38}$$

Del selector de velocidades de rotación del torno seleccionamos 1500 rpm (próximo al recomendado) y recalculamos nuestra velocidad de corte real.³⁹

³⁶ Ver Anexos II a) Revoluciones por minuto del torno.

³⁷ Anexos II b) Tabla de avance de las roscas del torno.

³⁸ Cálculos en sistema métrico de las revoluciones para torneer una pieza (KRAR & CHECK, 2002, pág. 357)

$$V = 115.27 \text{ m/min}$$

El avance en el torno es de 0.75 mm/rev MBD6.⁴⁰

$$x = 0 \text{ mm}$$

$$e = 5 \text{ mm}$$

$$I + e' = 12.3 \text{ mm}$$

$$L = I + e + e' + x = 17.3 \text{ mm}$$

$$A = 1125 \text{ mm/min}$$

$$Tt = 0.02 \text{ min}$$

Acabado

Profundidad de corte: 0.9 mm.

Avance: 0.21 mm/rev

Velocidad de corte: 180.8 m/min.

$$n = 2352.83 \text{ rpm}$$

Del selector de velocidades de rotación del torno seleccionamos 1500 rpm (próximo al recomendado) y recalculamos nuestra velocidad de corte real.

$$V = 115.27 \text{ m/min}$$

El avance en el torno es de 0.217 mm/rev IBC4(próximo al recomendado).

$$x = 0 \text{ mm}$$

$$e = 5 \text{ mm}$$

$$I + e' = 12.3 \text{ mm}$$

$$L = I + e + e' + x = 17.3 \text{ mm}$$

$$A = 325.5 \text{ mm/min}$$

$$Tt == 0.053 \text{ min}$$

³⁹ Ver Anexos II a) Revoluciones por minuto del torno.

⁴⁰ Ver Anexos II b) Tabla de avance de las roscas del torno.

Maquinar un hombro biselado a 45° y 2 mm a partir de superficie 2.

Herramienta de corte lateral ISO 243 con ayuda de un transportador girar 45 grados en el porta herramientas.

Profundidad de corte: 2 mm.

Avance: 0.36 mm/rev

Velocidad de corte: 207.8 m/min.

$$n = 2704.19 \text{ rpm} \quad ^{41}$$

Del selector de velocidades de rotación del torno seleccionamos 1500 rpm (próximo al recomendado) y recalculamos nuestra velocidad de corte real.⁴²

$$V = 115.27 \text{ m/min}$$

El avance en el torno es de 0.361 mm/rev IAC6 próximo al recomendado.⁴³

$$x = 14.2 \text{ mm}$$

$$e = 5 \text{ mm}$$

$$I + e' = 12.3 \text{ mm}$$

$$L = I + e + e' + x = 31.5 \text{ mm}$$

$$A = 541.5 \text{ mm/min}$$

$$Tt = 0.06 \text{ min}$$

Invertir pieza y sujetar por 3.

El tiempo tecnológico auxiliar para este paso es de 2 minutos

⁴¹ Cálculos en sistema métrico de las revoluciones para torneear una pieza (KRAR & CHECK, 2002, pág. 357)

⁴² Ver Anexos II a) Revoluciones por minuto del torno.

⁴³ Ver Anexos II b) Tabla de avance de las roscas del torno.

Refrentar superficie 1 con ayuda de luneta fija.

Se repiten los mismos pasos cuando se refrentó la superficie 2.

Tiempo de maquinado: Tiempo de desbaste + tiempo de acabado

Tiempo de maquinado=0.02 min+0.053 min=0.073 min

Maquinar un hombro biselado a 45° y 2 mm a partir de superficie 1.

Herramienta de corte lateral ISO 243 con ayuda de un transportador girar 45 grados en el porta herramientas.

Profundidad de corte: 2 mm.

Avance: 0.36 mm/rev

Velocidad de corte: 207.8 m/min.

$$n = 2704.19 \text{ rpm} \quad ^{44}$$

Del selector de velocidades de rotación del torno seleccionamos 1500 rpm (próximo al recomendado) y recalculamos nuestra velocidad de corte real.⁴⁵

$$V = 115.27 \text{ m/min}$$

El avance en el torno es de 0.361 mm/rev IAC6 próximo al recomendado.⁴⁶

$$x = 14.2 \text{ mm}$$

$$e = 5 \text{ mm}$$

$$I + e' = 12.3 \text{ mm}$$

$$L = I + e + e' + x = 31.5 \text{ mm}$$

$$A = 541.5 \text{ mm/min}$$

$$Tt = 0.06 \text{ min}$$

⁴⁴ Cálculos en sistema métrico de las revoluciones para torneear una pieza (KRAR & CHECK, 2002, pág. 357)

⁴⁵ Ver Anexos II a) Revoluciones por minuto del torno.

⁴⁶ Ver Anexos II b) Tabla de avance de las roscas del torno.

3.7 Fresado del eje de acero inoxidable.

Desmontar la pieza del torno y llevarla a la fresadora.

Tiempo auxiliar: 1 min.

Poner a punto la maquina fresadora.

Es un proceso por medio del cual se prolonga la vida de la fresadora y aumenta la precisión de la pieza a mecanizar.

Tiempo auxiliar: 7 min

Montar la pieza en una prensa verificar la alineación de la prensa.

Tiempo auxiliar: 5 min.

Montar la fresa sobre el árbol de la máquina fresadora

Montar la fresa ISO 2296 de 1 tamaño para ranurar y asegurarse que la fresa gira en dirección a la prensa

Tiempo auxiliar: 4 minutos

Centrar la pieza maquinada anteriormente en el torno con la fresa.

Si es posible para mayor precisión utilice bloques patrón en vez de compases de punta o una regla.

Bloquee el avance transversal.

Tiempo auxiliar: 4 minutos.

Encender la fresadora y pase la pieza por debajo de la misma fresa.

Elevar la mesa hasta que la pieza justo toque la fresa, esto se puede hacer utilizando un pedazo de papel entre la pieza y la fresa para indicar cuando la fresa esté apenas tocando la pieza.

Tiempo auxiliar: 5min

Colocar el anillo de avance graduado del avance vertical en cero.

Mediante la manivela de avance longitudinal mueva la pieza librándola de la fresa.

Tiempo auxiliar: 2 min

Procedemos a realizar el primer corte.

Datos recomendados.

Velocidad de corte de la fresa es de 8-15 m/min

Profundidad de corte es de 6.35 mm

Avance 0.07 mm por diente

$$r/min = 76.19 \text{ rpm}$$

Del selector de velocidades de rotación de la fresadora seleccionamos AE 82 rpm (próximo al recomendado) y recalculamos nuestra velocidad de corte real.

$$CS = 16.14 \text{ m/min}$$

$$L = 2R + e + I + e'$$

$$L = 98 \text{ mm}$$

$$A = 103.32 \text{ mm/min}$$

$$T_t = 0.95 \text{ min}$$

Ahora giramos la prensa 180° y nos disponemos a realizar la ranura del otro extremo del eje.

Datos recomendados.

Velocidad de corte de la fresa es de 8-15 m/min

Profundidad de corte es de 6.35 mm

Avance 0.07 mm por diente

$$r/min = 76.19 \text{ rpm}$$

Del selector de velocidades de rotación de la fresadora seleccionamos AE 82 rpm (próximo al recomendado) y recalculamos nuestra velocidad de corte real.

$$CS = 16.14 \text{ m/min}$$

$$L = 2R + e + I + e'$$

$$L = 133 \text{ mm}$$

$$A = 103.32 \text{ mm/min}$$

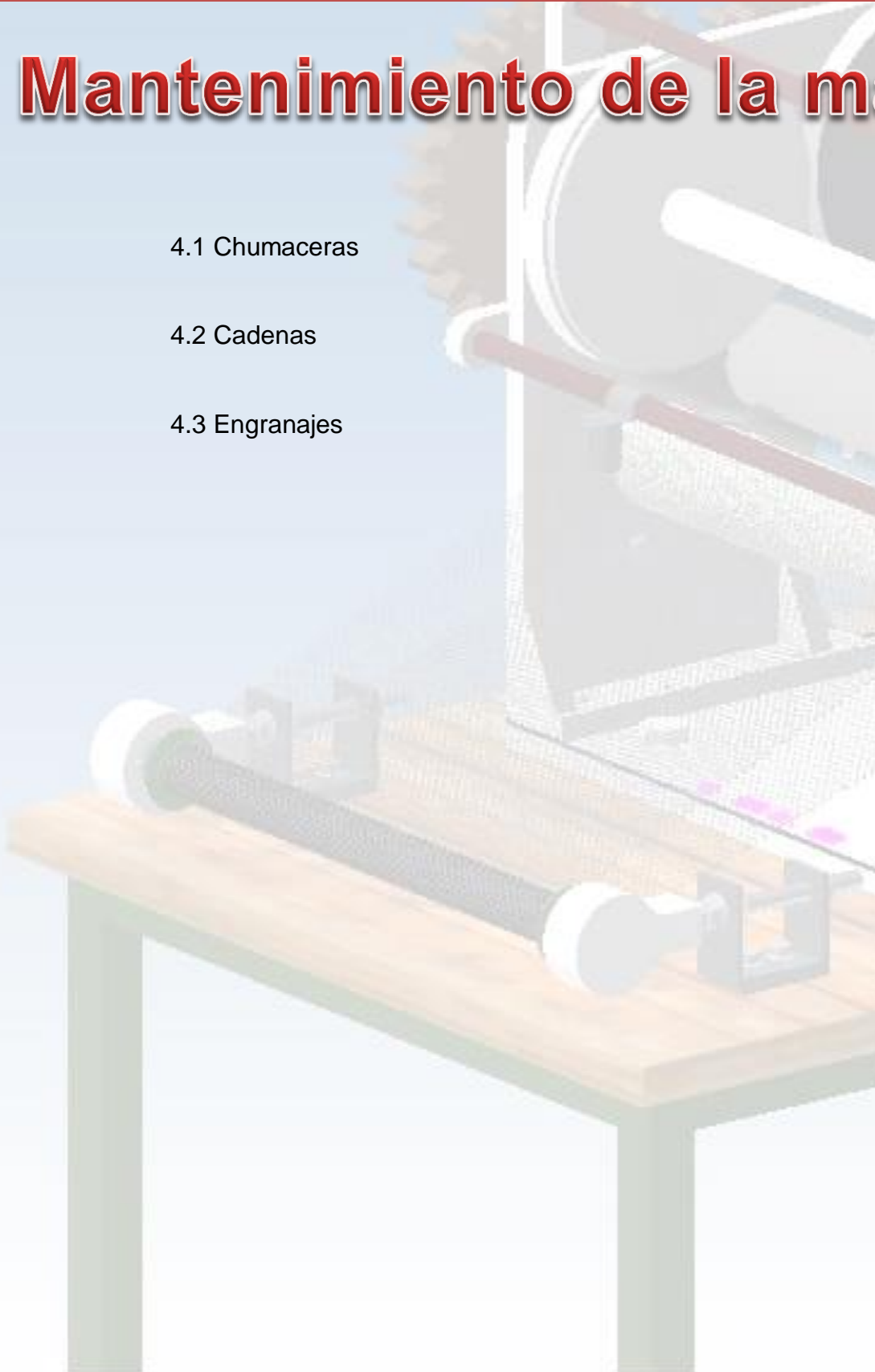
$$T_t = 1.29 \text{ min}$$

Mantenimiento de la máquina

4.1 Chumaceras

4.2 Cadenas

4.3 Engranajes



Capítulo 4

4. Mantenimiento de la máquina.

Es difícil que las partes de los mecanismos que están sujetas a lubricación se mantengan limpias. La atmósfera casi siempre contiene polvo, y, en algunas industrias o equipos, la cantidad de polvo o suciedad constituye un grave problema.

Las partículas muy pequeñas de polvo pueden pasar a veces por el espacio libre de las piezas sin producir inconvenientes, pero la gran mayoría de las partículas de polvo son bastante grandes como para poder originar un desgaste rápido en los mecanismos. El polvo y la suciedad contribuyen en gran parte a la formación de emulsión (masa negra y aceitosa), la cual trae consigo el deterioro de las características de los lubricantes y de las piezas mismas. Generalmente, el agua y el lubricante no se mezclan, pero las pequeñas partículas contaminantes actúan a veces como promovedores del emulsionamiento, dando como resultado la formación de la masa aceitosa.

Para cuidar que el polvo atmosférico origine estos problemas, los mecanismos deben ser protegidos en todo lo posible, a la vez, se puede recurrir a métodos específicos de lubricación los cuales permiten usar por más tiempo un mismo lubricante; pero esto no es lo suficiente para estar seguro de que se está usando un lubricante con las características originales debido a que también se encuentra sometido a efectos de temperatura, humedad, velocidad, carga, etc., los cuales también contribuyen en el deterioro de los lubricantes.

No todos los contaminantes sólidos provienen de la atmósfera. También integran esta categoría las partículas metálicas provenientes del desgaste de las piezas, la arena de fundición que ha quedado en las piezas, etc. La misma aplicación de aceite o grasa puede originar la contaminación, si los aplicadores o el lubricante mismo están sucios. En algunos equipos, es repetidamente

utilizado. Si no se remueve a tiempo, o si es sometido a altas temperaturas o a la acción de ciertos factores externos, el lubricante se oxidará. Si esta oxidación alcanza un grado extremo pueden formarse materiales ácidos, sustancias semejantes o barnices o gomas.

La mejor forma de evitar el deterioro del equipo o mecanismos por causa de los efectos anteriormente descritos es seguir un plan regular de cambio de lubricante.

4.1 Chumaceras

Es una combinación de un cojinete radial de bolas, sello, y un alojamiento de hierro colado de alto grado de acero prensado, suministrado de varias formas.

Básicamente, el cojinete es el elemento mecánico necesario a mantener con la lubricación adecuada, así como el período de cambio del mismo.

El lubricante utilizado varía según la temperatura de operación de las chumaceras, y la grasa puede ser:

- En base a aceite sintético.

- En base a aceite silicón.

Las grasas en base a aceite sintético, trabajan a temperaturas entre los -15 °C y los 100 °C, mientras que las grasas en base a aceite silicón trabajan a temperaturas entre -60 °C y los 200 °C.

La frecuencia de lubricación varía con la clase y la cantidad de grasa utilizada, como también, con las condiciones de operación. Por lo tanto, es difícil

establecer una regla general; pero, bajo condiciones ordinarias de operación, es deseable que la grasa sea reabastecida antes de que transcurra un tercio (1/3) de su vida calculada. Se necesita, sin embargo, considerar factores tales como el endurecimiento de la grasa en el agujero de lubricación, impidiendo el reabastecimiento; el deterioro de la grasa, mientras la operación de la máquina está suspendida y así sucesivamente.

4.2 Cadenas

El uso de cadenas en las diferentes aplicaciones de transmisión, presentan varias ventajas con respecto al uso de correas o poleas. Sin embargo sus elementos mecánicos provocan inconvenientes como el ruido, una lubricación constante, movimiento irregular. Los elementos a lubricar varían según el tipo de cadena que utilizemos, teniendo entre los principales pasadores, casquillos, rodillos.

Las condiciones de trabajo son variadas y la temperatura es un factor elemental a considerar al momento de seleccionar un lubricante. Se desea que la viscosidad del mismo, mantenga una relación estrecha con la condición mencionada.

La siguiente tabla muestra las temperaturas de trabajo, así como la viscosidad deseada en el aceite lubricante.

Temperatura ambiental °C	De -5°C a +5°C	De +5°C a +25°C	De 25 °C a 45°C	De 45 °C a 70°C
Clase ISO de viscosidad	VG 68 (SAE 20)	VG 100 (SAE 30)	VG 150 (SAE 40)	VG 220 (SAE 50)

Tabla 17 selección del aceite de acuerdo a la temperatura de trabajo.

Con base a las condiciones de trabajo de las diferentes máquinas, varía su período de lubricación. El ambiente al cual estén expuestas define este tiempo de lubricación. Se debe considerar si el trabajo es sin protección o

guarda a la cadena, de aquí que el período de lubricación debe ser regular de 3 a 5 veces cada 24 horas de trabajo, aplicando el aceite de forma manual.

4.3 Engranajes

Los lubricantes son parcialmente formulados con compuesto de azufre-plomo, les permite soportar sobrecargas, choques y toda condición extrema que un aceite común no llega a cubrir, y éste es evaluado a través de la prueba Timken, en el cual éstos superan las 40 libras de carga.

Al contrario de los otros lubricantes de extrema presión, los lubricantes para engranajes no son corrosivos para el bronce y sus aleaciones, sino que brindan protección adicional a las piezas en servicio.

Para aprovechar al máximo sus propiedades y brindar un servicio prolongado se recomienda no exceder la temperatura de trabajo de 75°C. Si así fuera, se hace necesario, el cambio a intervalos más frecuentes. Satisfacen los grados GL-2 y GL-3 de la clasificación API para aceites de engranajes.

Estimación Presupuestaria del costo del prototipo.

5.1 Introducción.

5.2 Costos de materia prima.

5.3 Costos de ensamblaje de la máquina.

5.4 Costos de ingeniería.

5.5 Costos de maquinado.

5.6 Costo aproximado del prototipo.



Capítulo 5

5. Estimación Presupuestaria del costo del prototipo.

5.1 Introducción

En este capítulo se realiza una estimación de los costos de diseño del prototipo de máquina para la elaboración de tortillas, sin embargo, dado que en este proyecto no se realizara su construcción, estos costos involucraran una aproximación a lo que realmente se invertirá si llegase a construirse el prototipo.

5.2 Costos de materia prima

Son los costos de materia prima que se utilizan en la fabricación y construcción de los elementos que componen la máquina.

Item	Cantidad	Descripción	Empresa Distribuidora	C/U	Total	% descuento	15% IVA	Descuento	
1	1	Sprocket 40 B 11 KANA-JAPON	Banco de Balineras. S.A	C\$ 110.00	C\$ 110.00	0.00%	C\$ 16.50	C\$ 0.00	
2	1	Sprocket 40 B 15 KANA-JAPON	Banco de Balineras. S.A	C\$ 130.00	C\$ 130.00	0.00%	C\$ 19.50	C\$ 0.00	
4	2	Chumaceras de Gofio de 25 mm FBJ	Banco de Balineras. S.A	C\$ 230.00	C\$ 460.00	0.00%	C\$ 69.00	C\$ 0.00	
7	2	61800-2RS1	John May...(Maquinarias) S.A	C\$ 246.95	C\$ 493.90	5.00%	C\$ 74.09	C\$ 24.70	
8	10	cadena #40-1-TOP	John May...(Maquinarias) S.A	C\$ 24.86	C\$ 248.60	5.00%	C\$ 37.29	C\$ 12.43	
9	2.46	Banda PVC 120 Blanca CXFS de 12"	Buhler Bandas y Mangueras	C\$ 255.83	C\$ 629.34	10.00%	C\$ 94.40	C\$ 62.93	
10	1	Grapa RS125J24/600NC	Buhler Bandas y Mangueras	C\$ 405.00	C\$ 405.00	10.00%	C\$ 60.75	C\$ 40.50	
14	0.6	Tubo de acero inox.ced.40 de 6"	Aceros ROAG	C\$ 4,220.00	C\$ 2,532.00	0.00%	C\$ 379.80	C\$ 0.00	
15	1.6	Barra de acero 1020 de 1"	Aceros ROAG	C\$ 205.72	C\$ 329.15	0.00%	C\$ 49.37	C\$ 0.00	
16	0.3	Barra de aluminio redondo de 1"	Aceros ROAG	C\$ 364.32	C\$ 109.30	0.00%	C\$ 16.39	C\$ 0.00	
17	0.3	Barra de aluminio redondo de 2"	Aceros ROAG	C\$ 1,561.61	C\$ 468.48	0.00%	C\$ 70.27	C\$ 0.00	
18	0.06	Bronce aluminio C-954 de 180 mm	Aceros ROAG	C\$ 144,925.13	C\$ 8,695.51	0.00%	C\$ 1,304.33	C\$ 0.00	
19	0.03	Barra de aluminio redondo de 3"	Aceros ROAG	C\$ 3,138.38	C\$ 94.15	0.00%	C\$ 14.12	C\$ 0.00	
20	1	Lámina de acero inox.304 de 1/4-4x8	Aceros ROAG	C\$ 21,580.38	C\$ 21,580.38	0.00%	C\$ 3,237.06	C\$ 0.00	
21	4	1/4" unidad A/ plana Gr-2	La casa del perno	C\$ 0.22	C\$ 0.88	0.00%	C\$ 0.13	C\$ 0.00	
22	6	3/8"-16 Tuerca Hex. Gr-5 HO	La casa del perno	C\$ 1.47	C\$ 8.82	0.00%	C\$ 1.32	C\$ 0.00	
23	4	1/2"-13 Tuerca Hex. Gr.-8 HO	La casa del perno	C\$ 4.81	C\$ 19.24	0.00%	C\$ 2.89	C\$ 0.00	
24	4	1/4" Tuerca Hex. Gr.-2	La casa del perno	C\$ 0.55	C\$ 2.20	0.00%	C\$ 0.33	C\$ 0.00	
25	4	1/2x2-1/2" Perno Hex. Gr.-5 HO	La casa del perno	C\$ 12.44	C\$ 49.76	0.00%	C\$ 7.46	C\$ 0.00	
26	20	7/16" Arandela Presion Gr.-8	La casa del perno	C\$ 0.85	C\$ 17.00	0.00%	C\$ 2.55	C\$ 0.00	
27	4	1/2" Arandela Presion Gr.-8	La casa del perno	C\$ 1.62	C\$ 6.48	0.00%	C\$ 0.97	C\$ 0.00	
28	20	M10x30 Hex. Métrico HO	La casa del perno	C\$ 4.87	C\$ 97.40	0.00%	C\$ 14.61	C\$ 0.00	
29	20	M-10 Tuerca Hex. Métrica HO	La casa del perno	C\$ 2.36	C\$ 47.20	0.00%	C\$ 7.08	C\$ 0.00	
30	20	3/8" Unidad A/Plana Gr.-8	La casa del perno	C\$ 0.91	C\$ 18.20	0.00%	C\$ 2.73	C\$ 0.00	
31	4	1/2" Unidad A/ Plana Gr.-8	La casa del perno	C\$ 1.67	C\$ 6.68	0.00%	C\$ 1.00	C\$ 0.00	
32	4	1/4x2" Perno Hex. Gr.-2	La casa del perno	C\$ 1.63	C\$ 6.52	0.00%	C\$ 0.98	C\$ 0.00	
33	2	3/8x4" Perno Hex. Gr.-2	La casa del perno	C\$ 5.60	C\$ 11.20	0.00%	C\$ 1.68	C\$ 0.00	
34	1	motoreductor	Baldor GC25280	C\$ 20,750.00	C\$ 20,750.00	0.00%	C\$ 3,112.50	C\$ 0.00	
35	1	tabla de guayacan 49cmx62cmx2cm	carpintería	C\$ 200.00	C\$ 200.00	0.00%	C\$ 0.00	C\$ 0.00	
37	1	Sprocket 40 B 35 KANA-JAPON	Banco de Balineras. S.A	C\$ 500.00	C\$ 500.00	0.00%	C\$ 0.00	C\$ 0.00	
					SUB-TOTAL	C\$ 58,027.39		C\$ 8,599.11	C\$ 140.56
					TOTAL(C\$)	C\$ 66,485.94			
					TOTAL(\$)	\$2,659.44			

Tabla 18 Costos de materia prima.

5.3 Costos de ensamblaje de la máquina.

Costo de ensamblaje de la máquina	
Ing. Mecánico	C\$ 4000
Ayudante	C\$1500
Totales	C\$ 5500

Tabla 19 Costos de ensamblaje de la máquina (Fuente propia)

5.4 Costos de ingeniería

El costo de ingeniería es el tiempo y conocimiento empleado para diseñar una máquina, para el caso del diseño del prototipo se necesita la participación de dos profesionales, los tiempos empleados en cada actividad se detallan a continuación.

Actividad	Tiempo (h)
Definición del problema	2
Presentación de alternativas	4
Selección de alternativas	2
Diseño y selección de elementos principales	30
Supervisión de construcción del prototipo	10
Supervisión de montaje del prototipo	5
Totales	53

Tabla 20 Costos de ingeniería (Fuente propia).

El costo por hora en el diseño de maquinaria es de \$15 por lo tanto el costo de ingeniería se establece en \$795

5.5 Costos de maquinado.

Costos de maquinado	
Costo total de maquinado	C\$ 6000
Total	C\$ 6000

5.6 Costo aproximado del prototipo

Detalle	Valor total en dólares
Costos de materia prima	2659.44
Costos de maquinado	240
Costos de ingeniería	795
Costos de ensamblaje de la máquina	220
Totales	3914.44

Tabla 21 Costo aproximado del prototipo.

De la Tabla 21 podemos observar que el costo aproximado de los materiales y del mecanizado realizar la máquina es de 3914.44 dólares el cual es un costo aceptable, en comparación con cualquier otra máquina importada ya que las mayorías de ellas oscilan entre \$6000.

6. Conclusiones

- ❖ El proyecto de titulación cumple con el objetivo de diseñar una máquina para la elaboración de tortillas de forma satisfactoria, de acuerdo a los requerimientos establecidos inicialmente.
- ❖ El diseño de la máquina para elaboración de tortillas permite reducir el esfuerzo humano y aumentar la producción.
- ❖ La operación de la máquina para elaboración de tortillas se requiere de una sola persona la cual no necesariamente debe ser calificada.
- ❖ Con el prototipo se reduce el tiempo de elaboración de tortillas, ya que se pasa de una elaboración manual a una semiautomática
- ❖ El costo del prototipo es relativamente bajo comparado con los precios que ofrecen otras empresas internacionales para las mismas condiciones de diseño.

7. Recomendaciones

- ❖ Una vez que hay sido cargada la máquina con masa, se recomienda accionar la máquina con el rodillo cortador separado, hasta obtener una laminación uniformemente distribuida de la masa, para garantizar una formación completa de la tortilla. Es importante indicar que se debe tomar en cuenta que el exceso de laminado produce que la masa pierda sus propiedades.

- ❖ Se debe revisar que los alambres separadores de la masa estén dispuestos correctamente. Se deberá tener cuidado al ajustar los alambres por cuanto al tensionarlo demasiado puede ocasionar su ruptura.

- ❖ Limpiar el prototipo de los desperdicios de masa en cada utilización, principalmente los rodillos laminadores y el rodillo cortador para evitar la contaminación de la masa.

- ❖ Durante el funcionamiento de la máquina es importante no acercar las manos a los rodillos laminadores, únicamente colocar la masa sobre los mismos.

- ❖ Para reducir considerablemente el costo, se propone sustituir el motor por una manivela para que pueda ser más accesible para los negocios que no cuentan con los recursos económicos suficientes

- ❖ Mantener lubricado la cadena y los engranes.

Bibliografía

- ❖ Chevalier, Tecnología del diseño y fabricación de piezas metálicas, Mexico:LIMUSA, S.A, (2004).
- ❖ Ing. Martinez, Fresado, máquinas herramientas (pág. 119).
- ❖ Jensen, Dibujo y diseño en ingeniería, 6 ta edición, Mexico: MC GRAW HILL, (2004).
- ❖ Krar check, Tecnología de las máquinas herramientas,5ta edición, Mexico:ALFAOMEGA, S.A, 2002.
- ❖ Mott Robert, Diseño de elementos de máquinas, 4ta edición, México: PEARSON EDUCACIÓN, (2006).
- ❖ Shigley,. Diseño en ingeniería mecánica. Mexico: MCGRAW-HILL S.A, 1990.
- ❖ Shigley,. Diseño en ingeniería mecánica, 6ta edición, Mexico: MCGRAW-HILL, S.A, 2002